

Análisis del proceso de fatiga en implantes dentales

por

Juan Manuel AYLLÓN GUEROLA

Realizada en el Departamento de Ingeniería Mecánica y Fabricación para la obtención del grado
de Doctor en Ingeniería Mecánica

en la



UNIVERSIDAD DE SEVILLA

Escuela Superior de Ingeniería

Sevilla 2014

Directores de Tesis: Jaime DOMÍNGUEZ ABASCAL

Carlos NAVARRO PINTADO

Índice general

1. Introducción	1
1.1. Objetivos	2
1.2. Sistemas de implantes dentales	3
1.3. Resumen del contenido	6
2. Fractura y fatiga en elementos con concentradores de tensión	9
2.1. Antecedentes históricos	9
2.2. El mecanismo de rotura por fatiga	12
2.2.1. Iniciación de grieta	14
2.2.2. Propagación de grieta	17
2.3. Fatiga en entallas	22
2.3.1. Entallas agudas: Grietas no propagantes	25
2.3.2. Modelos de predicción de vida en presencia de entallas	27
2.4. Fatiga multiaxial	31
2.5. Titanio: Propiedades y sus aplicaciones biomédicas	33
2.6. Fatiga en implantes dentales	36
3. Método Teórico	41
3.1. Modelo de predicción de vida de Longitud de Iniciación Variable	43
3.1.1. Fase de iniciación	45
3.1.2. Fase de propagación	52
3.1.3. Combinación de iniciación y propagación: Vida total	53
3.2. Modelo de predicción de vida basado en la Teoría de la Distancia Crítica . .	56
3.2.1. Fundamentos de la TDC aplicada a entallas	56
3.2.2. El MCWM: estimación de la vida a fatiga en presencia de multi- axialidad	61
3.2.3. Combinación de TDC y MCWM para estimación de vida a fatiga en entallas multiaxiales	65

3.3. Modelo FEM para cálculo de tensiones	68
3.3.1. Modelo geométrico del sistema de implante dental	71
3.3.2. Mallado del modelo	75
3.3.3. Condiciones de contorno y contactos entre las partes del modelo . .	85
3.4. Modelo FEM para cálculo del FIT	86
4. Método Experimental	91
4.1. Propiedades del titanio comercialmente puro de grado IV	92
4.1.1. Objetivos y planificación de los ensayos	94
4.1.2. Probetas de ensayo: Diseño, fabricación y caracterización	96
4.1.3. Útiles de ensayo: Diseño y verificación	98
4.1.4. Realización de los ensayos y resultados	99
4.2. Propiedades de fatiga del implante dental ICI según ISO 14801	101
4.2.1. La norma ISO 14801	104
4.2.2. Útiles para ensayo	109
4.2.3. Realización de los ensayos y resultados	110
5. Resultados	113
6. Conclusiones y trabajos futuros	117
Anexos	119
A. Planos de fabricación	121
A.1. Planos de fabricación de las probetas	121
A.2. Planos de fabricación del utillaje	121
Bibliografía	127

Introducción

La rotura por fatiga de un componente mecánico, es un fenómeno ampliamente estudiado en los últimos 200 años y está caracterizado por el hecho de que dicha rotura se produce en presencia de cargas cíclicas. Estas cargas, generalmente, presentan un valor inferior al de la carga que dicho componente es capaz de soportar de forma estática. Así mismo, las deformaciones asociadas a la rotura son pequeñas comparadas con las que se producirían en una rotura estática. Desde un punto de vista general, el fallo por fatiga consta de varias fases que abarcan desde la iniciación de una o varias grietas en el material, seguida por la propagación de dichas grietas hasta que se produce la rotura final del componente en cuestión. El hecho de que las deformaciones involucradas en la rotura por fatiga sean pequeñas hace que sea difícil predecir, mediante inspección visual, el fallo de un componente. Por este motivo, el estudio del fenómeno de fatiga de materiales, puede ayudar a prevenir fallos en componentes mecánicos y estructurales cuyas consecuencias pueden resultar, en ocasiones, catastróficas.

Un sistema de implantes dentales es un conjunto de elementos mecánicos cuya misión es servir como soporte para una o varias prótesis dentales y transmitir a la mandíbula los esfuerzos que éstas recibirán durante su vida útil. Los sistemas de implantes dentales están compuestos, generalmente, por varios cuerpos unidos entre sí y anclados a la mandíbula por lo que, durante su funcionamiento, se verán sometidos a numerosos ciclos de carga, principalmente los producidos durante la masticación. El hecho de que sean sistemas sometidos a cargas cíclicas justifica el interés por la caracterización del comportamiento a fatiga de los sistemas de implantes dentales. La rotura por fatiga de un implante dental es, por tanto, un fenómeno que, aunque no ocurre con mucha frecuencia, es importante caracterizar, no solo por el interés que pueda suscitar desde el punto de vista del diseño, sino

también por las complicaciones de carácter clínico que puede acarrear.

La norma ISO-EN 14801 permite caracterizar desde un punto de vista experimental el comportamiento a fatiga de sistemas de implantes sencillos endoóseos de tipo transmucosal y de sus componentes prostéticos prefabricados. Dicha norma especifica un método de ensayo de fatiga de implantes dentales endoóseos, permitiendo la obtención de la curva de fatiga de los mismos y resulta útil para la comparación de diferentes diseños y/o tamaños.

Por otro lado, desde un punto de vista teórico, resulta de especial interés la elaboración de modelos numéricos que, en combinación con algún modelo de predicción de vida, permitan predecir el comportamiento de los implantes dentales, cuando son ensayados en condiciones de fatiga siguiendo las especificaciones de la norma ISO-EN 14801. El empleo de dichos modelos de fatiga durante la fase de diseño de los implantes permitiría mejorar la resistencia a fatiga de los mismos y, como consecuencia, se conseguiría un mejor aprovechamiento del material. De esta forma, por ejemplo, se podrían diseñar implantes con un diámetro menor, facilitándose el uso de los mismos en pacientes con problemas de escasez de hueso o en zonas estéticas.

1.1. Objetivos

El objetivo del presente trabajo es desarrollar una metodología para poder estimar la vida a fatiga de un sistema de implantes dentales mediante el uso de un modelo de predicción de vida, que utiliza las propiedades del material y un modelo numérico de dicho sistema. Concretamente se obtendrán experimentalmente las propiedades del material, se modelarán las condiciones de ensayo propuestas por la norma ISO 14801 y se compararán los resultados obtenidos usando el modelo de predicción de vida propuesto, con los obtenidos experimentalmente mediante la aplicación de dicha norma a un sistema de implantes dentales comercial.

La consecución de este objetivo implica la realización de una serie de tareas que pueden dividirse en dos grupos distintos dependiendo del carácter teórico/numérico o experimental de las mismas:

- Modelos teórico/numéricos: Generar una serie de modelos computacionales, tanto del sistema de implantes dentales bajo estudio, como de las condiciones de ensayo del mismo. Estos modelos permitirán: caracterizar la geometría del sistema estudiado (modelo de CAD), obtener la distribución de las tensiones en el implante (modelo FEM del ensayo). Caracterizar la fase de propagación de grieta en el implante mediante la obtención de la evolución del factor de intensidad de tensiones en función de la longitud de la grieta. Evaluar la vida estimada para el sistema de implantes dentales mediante la aplicación del modelo de predicción de vida
- Caracterización experimental del material y del sistema de implantes dentales: Llevar a cabo una serie de ensayos que permitan determinar las propiedades mecánicas, de fatiga y de fractura del material. Así mismo, se realizarán una serie de ensayos para estimar el efecto del roscado del implante y del tratamiento superficial que lleva. Por otro lado se realizarán una serie de ensayos según las directrices de la norma ISO 14801 para estimar la curva y el límite de fatiga del sistema de implantes dentales bajo estudio.

Las tareas que hay que llevar a cabo para estimar la vida a fatiga de un sistema de implantes dentales se encuentran subordinadas entre sí, de forma que, para completar algunas de ellas, será necesario haber finalizado previamente otras de estas tareas.

1.2. Sistemas de implantes dentales

En los últimos tiempos el campo de la rehabilitación protésica dental ha experimentado un gran auge, motivado por las importantes mejoras introducidas en ámbitos como el diseño y fabricación de sistemas de implantes dentales endoóseos, los materiales empleados y las técnicas quirúrgicas de implantación. Estos factores son determinantes en la generalización del uso de esta práctica médica y en el consecuente abaratamiento de precios.

Los sistemas de implantes dentales endoóseos son elementos biocompatibles que, mediante su implantación en la mandíbula, sirven de soporte para las prótesis dentales y reciben las solicitaciones externas derivadas del uso de las mismas, debiendo por tanto, ser

capaces de resistirlas durante toda su vida útil. La figura 1.1 muestra diversos diseños de sistemas de implantes dentales comerciales.



Figura 1.1: Implantes dentales comerciales

Normalmente, los sistemas implantes dentales constan de varios componentes que funcionan de manera integrada. Estos componentes suelen ser, como se muestra en la figura 1.2, el cuerpo del implante, la pieza de conexión (también llamado pilar) y el tornillo de retención, que permite la unión entre ambos. El pilar, es el elemento al que ha de fijarse la prótesis dental en el caso de rehabilitaciones unitarias.

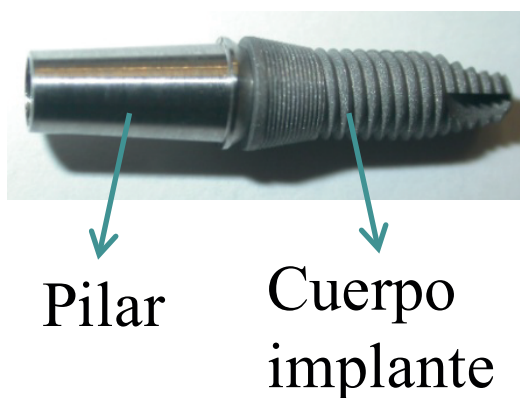


Figura 1.2: Componentes de un sistema de implantes dentales

El éxito del tratamiento con sistemas de implantes dentales osteointegrados está íntimamente relacionado con la transmisión de fuerzas en el sistema pilar/tornillo de retención.

n/implante/hueso. Una fuerza elevada puede conducir a la fractura del tornillo de retención o a la fractura del implante, aunque esto último menos frecuentemente en la práctica. Así mismo, la osteointegración puede verse favorecida mediante la aplicación de determinados tratamientos superficiales al cuerpo del implante.

Las cargas a las que se encuentran sometidos son muy importantes no tanto por su magnitud como por la forma en que se producen; son cargas aleatorias de un valor normalmente muy inferior al de rotura y que a menudo se dan de forma muy reiterativa. Este tipo de carga, unido al hecho de que la vida del implante ha de ser muy elevada, hacen que el mecanismo de fatiga sea, generalmente, el causante de la rotura del mismo. La rotura por fatiga del cuerpo de un implante, como la que puede observarse en la figura 1.3, consiste en el inicio de una grieta en la zona del valle del roscado externo, donde hay una alta concentración de tensión, y una posterior propagación de la misma siguiendo dicho valle.

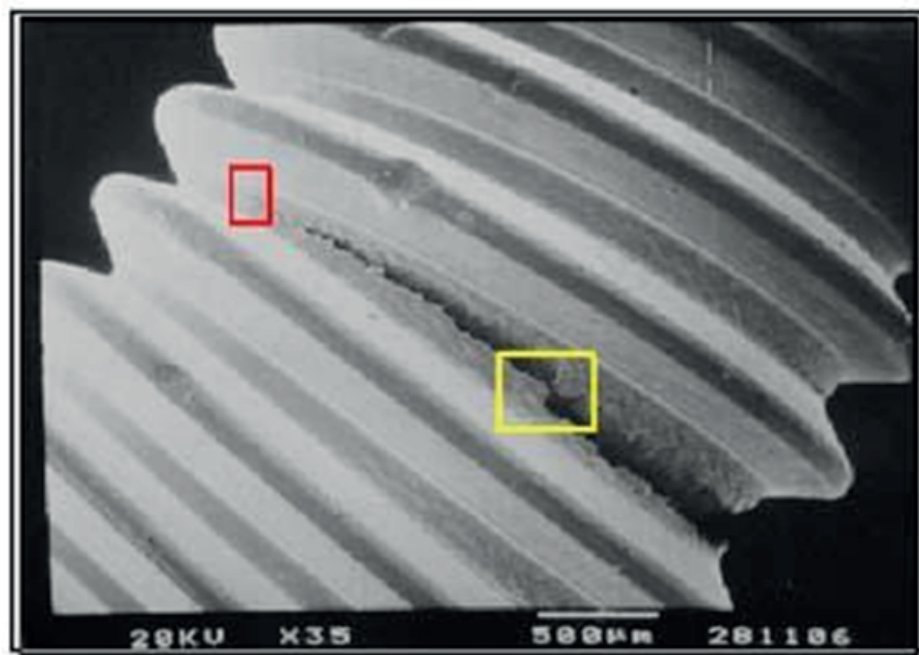


Figura 1.3: Rotura por fatiga del cuerpo de un implante dental

Algunos de los factores más influyentes en la formación de grietas en implantes dentales son, por un lado las propiedades mecánicas del material en que están fabricados, y por otro, las características geométricas de dichos implantes, en concreto de su rosca externa, por

actuar como concentrador de tensión y de su superficie, definida por el acabado superficial que posee. Dicho acabado superficial dependerá, así mismo, del proceso de mecanizado de los implantes y del posterior tratamiento superficial que se les aplique.

Los sistemas de implantes dentales están fabricados en materiales biocompatibles metálicos, como pueden ser el titanio y sus aleaciones y materiales cerámicos, como el zirconio. Tradicionalmente, el material más empleado para la fabricación de implantes dentales ha sido el titanio de grado 5 (Ti6Al4V). Sin embargo, en los últimos años se ha probado que el vanadio, aparte de ser dañino para el organismo, tiende desprenderse del implante y a acumularse en el torrente sanguíneo. Por este motivo, en la actualidad, la fabricación de implantes de titanio tiende a utilizar principalmente aleaciones de titanio libres de aluminio y vanadio, y titanios comercialmente puros como el titanio de grado 4. Este es el material en que están fabricados los implantes analizados en el presente trabajo; se trata de una fase pura del titanio que no contiene elementos aleantes y que presenta unas propiedades mecánicas distintas a las del titanio de grado 5. El titanio de grado 5 ha sido ampliamente estudiado por ser un material muy utilizado en la industria y existe abundante literatura relativa a sus propiedades mecánicas, sin embargo, no es fácil encontrar información referente a las propiedades del titanio de grado 4, ya que las existentes, además de ser escasas, presentan gran dispersión.

1.3. Resumen del contenido

El presente trabajo se encuentra dividido en capítulos, y en cada uno de ellos se abordan diferentes aspectos que son necesarios para la consecución de los objetivos planteados en la sección 1.1.

En primer lugar, en el capítulo 2, se revisan los conceptos clásicos relacionados con el fallo por fatiga en materiales tradicionalmente utilizados en la ingeniería, haciéndose especial hincapié en las fases de iniciación y propagación de grieta. Así mismo, se analiza la influencia de la concentración de tensión y de la multiaxialidad del estado tensional en la resistencia a fatiga de dichos materiales, y se presentan algunos modelos clásicos para estimación de vida a fatiga en presencia de entallas. Finalmente, dado que el material en

que están fabricados los implantes analizados en este trabajo es titanio, se lleva a cabo una descripción de dicho material y de aquellas aleaciones del mismo mas utilizadas en el campo de la biomedicina, así como una revisión bibliográfica de sus propiedades mecánicas, prestándose especial interés en las propiedades de fatiga del mismo.

A continuación, en el capítulo 3, se profundiza en los aspectos de carácter teórico/práctico de dos modelos de predicción de vida, que han sido utilizados para estimar la vida a fatiga de los sistemas de implantes dentales analizados en el presente trabajo. Así mismo, en este capítulo se presentan los modelos de elementos finitos que se han utilizado para calcular distintas magnitudes necesarias para aplicar los modelos mencionados anteriormente.

El capítulo 4 está dedicado al estudio experimental llevado a cabo en el marco del presente trabajo. Una gran parte de este análisis experimental está dedicada a la caracterización del material en que están fabricados los implantes estudiados: el titanio comercialmente puro de grado 4, un material del que existen pocas propiedades publicadas en la literatura especializada. En este capítulo se describen los distintos tipos de ensayos realizados para conocer el comportamiento mecánico de dicho material, así como los resultados de los mismos. Por otro lado se ha desarrollado un procedimiento experimental para caracterizar el comportamiento a fatiga de sistemas de implantes dentales basado en la norma ISO 14801. En la parte final de este capítulo se describe dicho procedimiento así como los resultados obtenidos al aplicarlo a los implantes.

Los resultados obtenidos de la aplicación de los modelos de predicción de vida al sistema de implantes dentales analizado serán comparados con los resultados experimentales en el capítulo 5. Dichos resultados serán discutidos y se identificarán las posibles fuentes de error en los mismos.

Finalmente, en el capítulo 6, se establecerán las conclusiones principales del presente trabajo y se plantearán las posibles líneas de desarrollo futuro del mismo, que se consideran mas interesantes.

Fractura y fatiga en elementos con concentradores de tensión

En este capítulo, de manera general, se presentarán los conceptos básicos que conforman las disciplinas de fatiga y fractura de materiales, haciéndose especial hincapié en los que están más relacionados con el presente trabajo. Dado que el roscado externo del cuerpo del implante produce una alta concentración de tensión, se dedicará una atención especial a las metodologías que tradicionalmente se han utilizado para caracterizar el efecto de las entallas en la resistencia a fatiga de los materiales comúnmente utilizados en la ingeniería.

Gran parte de este capítulo está dedicada a la descripción de las propiedades mecánicas del titanio y de las aleaciones del mismo que se usan mas comúnmente en aplicaciones biomédicas.

Finalmente, se describen las publicaciones encontradas en la literatura especializada relacionada con la fatiga en implantes dentales, que se consideran más interesantes, tanto desde el punto de vista numérico como experimental.

2.1. Antecedentes históricos

El concepto de fatiga, viene siendo empleado desde la antigüedad, prácticamente desde el mismo momento en que empezaron a utilizarse elementos mecánicos sometidos a cargas cíclicas. Se atribuye a W.A.J. Albert [1] la realización del primer estudio relacionado con la fatiga en torno al año 1829, en concreto, realizó numerosos tests de fatiga a cadenas de hierro empleadas en la mina de hierro donde trabajaba como ingeniero. Sin embargo,

no fue hasta 1860 cuando se publicó el primer estudio exhaustivo del fallo por fatiga en componentes mecánicos. Dicho estudio, realizado por A. Wöhler [2], involucra numerosos componentes empleados en maquinaria e introdujo el uso de los conceptos de curva S-N y límite de fatiga para la caracterización del comportamiento a fatiga.

A finales del siglo XIX y comienzos del siglo XX se estudiaron fenómenos como el efecto de cargas estáticas superpuestas a las cíclicas y se obtuvieron algunas expresiones analíticas para el cálculo de la vida a fatiga. Tradicionalmente conocidos son los trabajos de Gerber (1874), Goodman (1930) y Soderberg (1939). De forma paralela, durante esta época, comenzaron a plasmarse los conceptos de la Mecánica de la Fractura, fundamentalmente impulsados por las investigaciones a nivel microestructural, llevadas a cabo por Ewing y Humfrey (1903). Su estudio, pone de manifiesto la existencia de las bandas de deslizamiento como zonas favorables para la nucleación de grietas, cuyo posterior crecimiento llevaba a la rotura del espécimen. El análisis del crecimiento de las grietas en materiales frágiles fue posible gracias al desarrollo matemático llevado a cabo por Inglis (1913) y Griffith (1921), sin embargo sus conclusiones no pudieron ser aplicadas directamente para analizar el fallo por fatiga de materiales metálicos.

A mediados del siglo XX, eran numerosos los estudios de carácter experimental realizados para establecer de la influencia en la resistencia a fatiga de factores como: la geometría, el tamaño, el acabado superficial, las condiciones ambientales, la microestructura... También se realizaron investigaciones que permitieron desarrollar modelos de acumulación de daño (Palmgren 1924 y Miner 1945) y teorías estadísticas para el cálculo de la vida a fatiga (Weibull 1939), así como estudiar el efecto de las entallas (Neuber 1946) y de la deformación plástica asociada (Coffin y Manson 1954), lo que propició la aparición de los métodos de cálculo de vida a fatiga basados en deformaciones. Los grandes avances que tuvieron lugar a partir de esta época en microscopía óptica y electrónica permitieron llevar a cabo grandes avances en el estudio de la influencia de la deformación cíclica en los mecanismos de iniciación de grietas por fatiga.

El estudio de la propagación de grietas por fatiga en materiales metálicos experimentó un gran auge a partir de la segunda mitad del siglo XX. En 1957, Irwin sentó las bases de la Mecánica de la Fractura Elástica Lineal con la publicación de un trabajo [3] en el que

mostraba que la intensidad de las tensiones en el borde de una grieta puede ser expresada mediante una magnitud escalar. Esta magnitud, llamada factor de intensidad de tensiones, que puede ser obtenida en función de propiedades del material y de la geometría del espécimen, fue empleada por Paris en 1963 en su conocida ley de crecimiento de grieta, para describir el avance de la grieta en función del número de ciclos de carga aplicados. A partir de dicha ley se han conformado numerosos modelos de crecimiento de grieta que presentan un buen comportamiento cuando el tamaño de la misma es grande comparado con la microestructura del material.

Sin embargo en torno a 1975 se publicaron trabajos [4][5] que pusieron en evidencia que el comportamiento de las grietas pequeñas, con un tamaño comparable al de la microestructura del material, presentaban un comportamiento diferente del de las conocidas como grietas grandes. Se pudo comprobar que su ritmo de crecimiento era varias veces superior al predicho por la Ley de Paris y que en ocasiones, cuando las grietas eran pequeñas, el crecimiento de ésta podía detenerse, dando lugar al concepto de grietas no propagantes. El concepto de grietas no propagantes permitió redefinir el límite de fatiga de un material como el valor de la tensión por debajo del cual las grietas existentes en el mismo no propagan hasta el fallo.

También se comprobó que el crecimiento de grietas pequeñas no podía ser descrito correctamente mediante los conceptos de la Mecánica de la Fractura Elástica Lineal. Esto tuvo grandes implicaciones desde el punto de vista del diseño de componentes mecánicos reales a fatiga ya que se comprobó que, debido la diferencia de escala, los resultados experimentales obtenidos en laboratorio a partir de especímenes de ensayo de pequeño tamaño, no siempre son extrapolables a la realidad. Por este motivo, a partir de los años 70, gran parte del esfuerzo de los investigadores ha estado dedicado al estudio de la influencia de distintos fenómenos que afectan al crecimiento de grietas por fatiga; como son el cierre de grieta, el efecto de la escala, la concentración de tensión y la existencia de grandes deformaciones plásticas.

En las últimas décadas ha crecido el interés por caracterizar el comportamiento a fatiga de componentes mecánicos y estructurales reales en condiciones de servicio. De forma general, estas condiciones de carácter práctico, implican que dichos componentes puedan

estar sometidos a estados de carga complejos que pueden provocar estados tensionales multiaxiales, a temperaturas extremas y/o ambientes corrosivos. Todo esto ha impulsado el desarrollo de modelos de predicción de vida a fatiga, que generalmente tienen un carácter teórico experimental, que sean capaces de tener en cuenta el efecto de estas condiciones de servicio complejas. Así mismo, los grandes avances experimentados en los últimos tiempos por disciplinas como la tecnología de materiales, así como las buenas propiedades y comportamiento que presentan ante diversas aplicaciones los materiales no metálicos y compuestos, hacen que progresivamente haya ido creciendo el interés por el uso de éstos en el ámbito industrial. Por este motivo, una gran parte de las investigaciones actuales están siendo llevadas a cabo con el objetivo de conocer y caracterizar el comportamiento a fatiga de materiales cerámicos, poliméricos y de materiales compuestos.

2.2. El mecanismo de rotura por fatiga

La rotura por fatiga de un componente mecánico implica la presencia de cierta carga cíclica actuando sobre el mismo, capaz de generar una grieta de tamaño microscópico y hacerla crecer hasta que, inicialmente alcance un tamaño macroscópico y posteriormente un tamaño tal que conduzca a la rotura del componente. El hecho de que el fenómeno de fatiga ocurra en estas dos escalas (micro y macroscópica) condiciona la forma en que ha de ser estudiado y los factores a tener en cuenta en dicho estudio. En general, para estudiar el fallo por fatiga en un componente mecánico puede considerarse que éste tiene lugar en tres etapas distintas:

- una fase inicial llamada de iniciación de grieta en la que se generan microgrietas generalmente en una zona cercana a la superficie o en las proximidades de defectos del material. Estas microgrietas van creciendo y agrupándose hasta formar una grieta de un tamaño considerable desde un punto de vista macroestructural. Este tamaño, conocido como longitud de iniciación de grieta, en general, dependerá del material en consideración y del enfoque empleado en el estudio de la fase de iniciación. La duración de esta fase está fuertemente influenciada por las características de la superficie, por el estado tensional en una pequeña región alrededor de la zona donde se

iniciará la grieta así como por la microestructura del material.

- una fase posterior de propagación de grieta, caracterizada por el crecimiento estable de la grieta formada en la fase de iniciación, bajo la acción de la carga. Esta fase termina cuando la grieta tiene un tamaño suficiente como para que el crecimiento de la misma no requiera un incremento de la carga. El estudio de la fase de propagación puede llevarse a cabo empleando conceptos de la mecánica de la fractura elástica lineal. La duración de esta fase ya no depende de las características locales de la superficie sino que se ve condicionada por las propiedades globales del material.
- una última fase de rotura final, en la que la grieta crece de manera inestable hasta la fractura total del componente bajo estudio. La duración de esta fase suele ser muy corta comparada con la de las dos anteriores.

La separación entre las fases de iniciación y propagación es un aspecto que ha generado mucha controversia tradicionalmente, aunque algo en lo que suelen coincidir los distintos estudios existentes es en el hecho de que la iniciación finaliza cuando el crecimiento de la grieta no depende de las características de la superficie del material donde se ha generado. Esto implica que, en la fase de propagación, el crecimiento de la grieta está controlado por propiedades globales del material.

Existen distintos enfoques para abordar el cálculo de la vida a fatiga de un componente mecánico en función de la importancia relativa de cada una de las fases anteriores. De esta forma:

- Cuando los niveles de tensión son relativamente bajos, el estado de tensiones y deformaciones en el material es predominantemente elástico y la duración de la fase de iniciación domina sobre el resto, pudiendo alcanzar hasta un 90 % de la vida total del componente. Para el análisis de estas situaciones, denominadas tradicionalmente como fatiga a alto número de ciclos, suele emplearse un enfoque basado en tensiones.
- Por el contrario, cuando los niveles de tensión son altos y existe una considerable deformación plástica, las grietas se inician rápidamente y es la fase de propagación la que tiene mayor duración en el proceso completo de rotura por fatiga. Esta situación, conocida como fatiga a bajo número de ciclos, es característica de las grietas que

se inician en zonas afectadas por concentradores de tensión y su estudio se suele abordar usando un planteamiento basado en deformaciones.

- Así, mismo, cuando no existe una fase predominante en el proceso de iniciación y propagación hasta el fallo de una grieta, es común el empleo de modelos de predicción de vida que analizan éstas fases de manera independiente para, posteriormente combinar ambos estudios y obtener la vida a fatiga del componente en cuestión. Un aspecto clave en el empleo de modelos de predicción de vida suele ser la determinación de la longitud de iniciación de grieta, que separa las fases de iniciación y propagación de la misma.

El conocimiento de los mecanismos físicos involucrados en las fases de iniciación y de propagación de grieta es conveniente de cara a la comprensión de los distintos enfoques empleados para el estudio de dichas fases. A continuación, en los dos apartados siguientes, se describirán los aspectos básicos de los procesos de iniciación y propagación de una grieta.

2.2.1. Iniciación de grieta

La primera evidencia que se tiene de la presencia de una grieta en un material metálico sin defectos es en forma de una microgrieta que, en ocasiones, puede tener un tamaño inferior a una micra. La microgrieta aparece como consecuencia del deslizamiento cíclico e irreversible que tiene lugar entre distintos planos atómicos. Dicho deslizamiento implica la ruptura de los enlaces existentes entre los átomos de dichos planos y la formación de dislocaciones en el material.

La aparición de dislocaciones en determinadas zonas de un material está asociada a la existencia de deformación plástica en las mismas. Así mismo, las grietas por fatiga pueden iniciarse con valores de tensión inferiores al límite elástico del material, y en estas condiciones, la deformación plástica queda restringida a un pequeño número de granos. Generalmente, los granos que plastificarán estarán situados en la superficie del espécimen, ya que se encuentran menos limitados en cuanto a su deformación que los granos situados en el interior. Por otro lado, en un material real, existirán defectos e inclusiones, que ac-

tuarán como concentradores de tensión, haciendo que en su proximidades pueda aparecer deformación plástica y en consecuencia dislocaciones que puedan llevar a la aparición de microgrietas.

Los granos de la superficie, además de aquellos situados en las proximidades de defectos e inclusiones, son zonas preferentes de iniciación de grietas por fatiga. Aparte del nivel de tensión al que se encuentran sometidos los granos del material, existen otros factores que condicionarán la aparición o no de dislocaciones en los mismos, como son su forma, tamaño y orientación cristalográfica. De forma general, en un material real, aparecerán microgrietas en varios granos y algunas de ellas crecerán de tamaño, pudiendo combinarse entre si, hasta formar una o varias grietas cuya posterior propagación llevará a la rotura final.

Aunque, desde un punto de vista conceptual, una dislocación pueda ser considerada una grieta en si misma, éstas tienen un tamaño tan pequeño que no pueden propagarse por si mismas. Sin embargo tienen a concentrarse en planos paralelos y adyacentes formando lo que se conoce como Bandas de Deslizamiento Persistentes (PSB Persistent Slip Bands en inglés). Las PSB son consideradas como las precursoras de las microgrietas y son conjuntos de dislocaciones con una orientación común.

Cuando una PSB se genera en una superficie libre del material, aumenta la rugosidad de la zona debido a las intrusiones y extrusiones que forma en dicha superficie. Las intrusiones y extrusiones aparecen como consecuencia del deslizamiento irreversible de las distintas dislocaciones que componen la PSB y actúan como microentallas que producen una concentración de tensión en la superficie, situación muy favorable para la aparición de microgrietas en el material. La irreversibilidad de dicho deslizamiento está asociada al endurecimiento por deformación que experimenta la PSB, así como a las condiciones ambientales existentes. En efecto, en las nuevas superficies que quedan expuestas al aire, y que aparecen como consecuencia del movimiento de las dislocaciones, se adhiere fuertemente una capa de óxido que genera fricción entre las caras de la dislocación.

Es importante destacar que en ausencia de defectos en el material, la formación de microgrietas es un fenómeno que depende fuertemente del estado tensional y de las carac-

terísticas de la superficie donde se generará dicha microgrieta. Desde un punto de vista práctico, se pueden resaltar algunos factores relacionados con la superficie de iniciación que facilitan la aparición de microgrietas en la misma, como son la rugosidad superficial y la presencia de marcas de mecanizado y corrosión. Así mismo, factores muy influyentes en la iniciación de grietas en componentes mecánicos son el contacto con otros componentes (fretting fatigue) y la presencia de concentradores de tensión, como los agujeros o cambios de sección, que provocan que la tensión en la superficie multiplique su valor.

Otro aspecto a destacar relacionado con la formación de microgrietas es el hecho de que éstas pueden formarse a partir del primer ciclo de carga, y en distintas localizaciones en el espécimen a la vez. Sin embargo, dependiendo del nivel de carga y del estado tensional de las distintas zonas de iniciación, éstas microgrietas pueden permanecer invisibles gran parte de la vida a fatiga del componente, creciendo lentamente hasta alcanzar un tamaño visible.

El crecimiento de microgrietas cuando su tamaño es del orden del tamaño de grano del material, se ve altamente influenciado por la microestructura del mismo. De esta forma, el ritmo de crecimiento de estas microgrietas presenta un comportamiento errático compuesto por bruscas aceleraciones y deceleraciones. Se ha comprobado que una microgrieta creciendo a través del grano en que ha nucleado, experimenta decrementos en su ritmo de crecimiento conforme se va acercando a los sucesivos límites de grano que va encontrando en su camino y que dicho ritmo de crecimiento aumenta al atravesar cada uno de estos límite de grano. Esto indica que los límites de grano, cuando la grieta es pequeña, actúan como barreras que limitan el crecimiento de la misma.

El ritmo de crecimiento discontinuo de la microgrieta continuará hasta que ésta alcance una longitud tal que las barreras microestructurales dejan de tener efecto en dicho ritmo y éste se vuelve estable. La estabilización del ritmo de crecimiento de una grieta cuando ésta alcanza una determinada longitud puede entenderse si se tiene en cuenta que el frente de ésta, al crecer, va abarcando cada vez un número mayor de granos y sin embargo su forma ha de ser continua, similar a la de una semielipse. Esto implica que el crecimiento a través de un grano no puede ocurrir en una dirección arbitraria y con un ritmo independiente del de los granos vecinos, uniformizándose conforme aumenta el número de granos abarcado

por el frente de la grieta. Se considera que el momento en que el ritmo de crecimiento de una grieta se hace uniforme coincide con el fin de la fase de iniciación de grieta y comienza la propagación de la misma. A partir de ese momento el ritmo de crecimiento de la grieta pasa a depender de la resistencia intrínseca del material, es decir, de una propiedad global del mismo.

Sin embargo, hay que tener en cuenta que en ocasiones, las microgrietas iniciadas pueden crecer hasta una determinada longitud y quedar bloqueadas en alguna de las barreras que encuentre. La existencia de grietas no propagantes indica, como se verá mas adelante, que es posible generar grietas en el material con niveles de tensión inferiores al límite de fatiga. Éstas solo propagarán si la tensión sube por encima de dicho valor límite.

2.2.2. Propagación de grieta

La fase de propagación de una grieta, tal y como se ha mencionado en la sección 2.2, comienza cuando la grieta ha alcanzado un tamaño considerable desde el punto de vista macroscópico, de forma que su ritmo de crecimiento se estabiliza y no se ve afectado por la microestructura del material y las características de la superficie donde se ha generado. Bajo estas condiciones, el material puede ser considerado continuo y homogéneo, y el crecimiento de la grieta puede ser caracterizado haciendo uso de los conceptos tradicionales de la Mecánica de la Fractura, ya se Elástica Lineal o Elasto-Plástica.

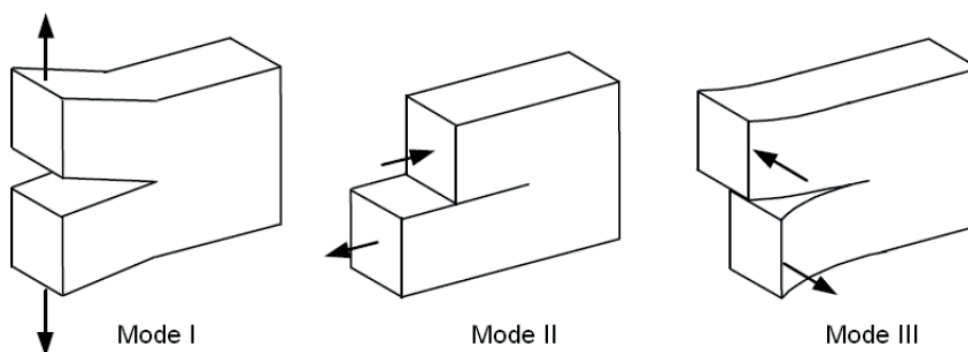


Figura 2.1: Modos de propagación de grieta

La propagación de una grieta en un material depende del estado tensional en las proxi-

midades del vértice de la misma y de los desplazamientos relativos entre las caras de ésta provocados por dicho estado tensional. De esta forma, y como se muestra en la figura 2.1, existen tres posibles modos de propagación de una grieta. El Modo I, conocido como modo de tracción, en el que las caras de la grieta se separan la una respecto a la otra en dirección normal al plano de la grieta. El Modo II es el modo de deslizamiento tangencial en el plano, en el que las caras de la grieta se desplazan de en dirección perpendicular al borde de la misma. Finalmente en el Modo III, llamado modo de deslizamiento tangencial fuera de plano, los flancos deslizan en dirección paralela al frente de la grieta. La mayoría de los fallos por fatiga en componentes mecánicos reales ocurren predominantemente en Modo I.

Se puede comprobar [3] que el campo de tensiones en las proximidades del vértice de una grieta puede expresarse en función de una magnitud escalar denominada Factor de Intensidad de Tensiones (FIT). Por ejemplo, para una grieta creciendo en Modo I (existen expresiones similares para los Modos II y III), el campo de tensiones en coordenadas polares (véase la figura 2.2) cerca de su vértice viene dado por la expresión

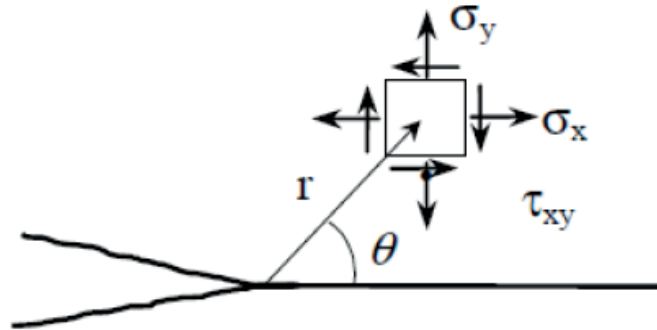


Figura 2.2: Coordenadas polares en el vértice de una grieta

$$\sigma_{ij}(r, \theta) = \frac{1}{\sqrt{2\pi r}} K_I f_{ij}(\theta) + O(\sqrt{r}) \quad (2.1)$$

donde K_I es el FIT en Modo I, cuyo valor depende de la carga aplicada, de la longitud de la grieta y de la geometría del componente bajo estudio. El término $O(\sqrt{r})$ representa términos de orden superior que pueden ser despreciados en primera aproximación en las proximidades del vértice de la grieta.

El FIT, que representa la intensidad de las tensiones elásticas cerca del frente de la grieta, es considerado como la fuerza impulsora del crecimiento de la misma y suele expresarse como

$$K_I = Y\sigma\sqrt{\pi a} \quad (2.2)$$

donde σ es la tensión remota aplicada, Y es un factor adimensional que depende de la geometría del espécimen y de la grieta y a es la longitud de dicha grieta. El FIT ha sido calculado analíticamente para multitud de geometrías y condiciones de carga [6][7][8] aunque su valor también puede ser calculado de manera numérica, por ejemplo, mediante el método de los elementos finitos, en situaciones en las que la geometría es complicada.

Es importante destacar que, a la vista de la ecuación 2.1, cuando el valor de r tiende a cero, el campo de tensiones tiende a infinito. Esto implica que en materiales reales aparecerá cierta plastificación cerca del vértice de la grieta. Dado que el FIT es un parámetro que proviene de un análisis elástico, su validez para caracterizar el estado tensional en las proximidades de una grieta depende del tamaño de la zona plástica desarrollada en torno al frente de la misma. De esta forma, siempre que dicha zona plástica sea pequeña comparada con la longitud de la grieta y con el tamaño del espécimen estudiado, las hipótesis de la MFEL siguen siendo válidas [9].

Para caracterizar la propagación de una grieta por fatiga resulta de utilidad estudiar la evolución de la longitud de grieta a , en función del número de ciclos aplicados N ; en concreto, la pendiente de esta función da/dN , representa el ritmo de propagación de dicha grieta. Dado que el FIT, en condiciones de plasticidad a pequeña escala, representa correctamente el estado tensional en el vértice de una grieta, resulta lógico pensar que el ritmo de crecimiento de la misma pueda estar controlado por este valor [10]. La Ley de Paris establece que el ritmo de crecimiento de una grieta puede expresarse mediante la ley potencial

$$\frac{da}{dN} = C\Delta K^m \quad (2.3)$$

donde C y m son constantes dependientes del material bajo estudio y de distintas variables como son la frecuencia y el tipo de carga, las condiciones ambientales y la tensión media. ΔK es el rango de variación del FIT en un ciclo de carga, definido como $\Delta K = K_{max} - K_{min}$.

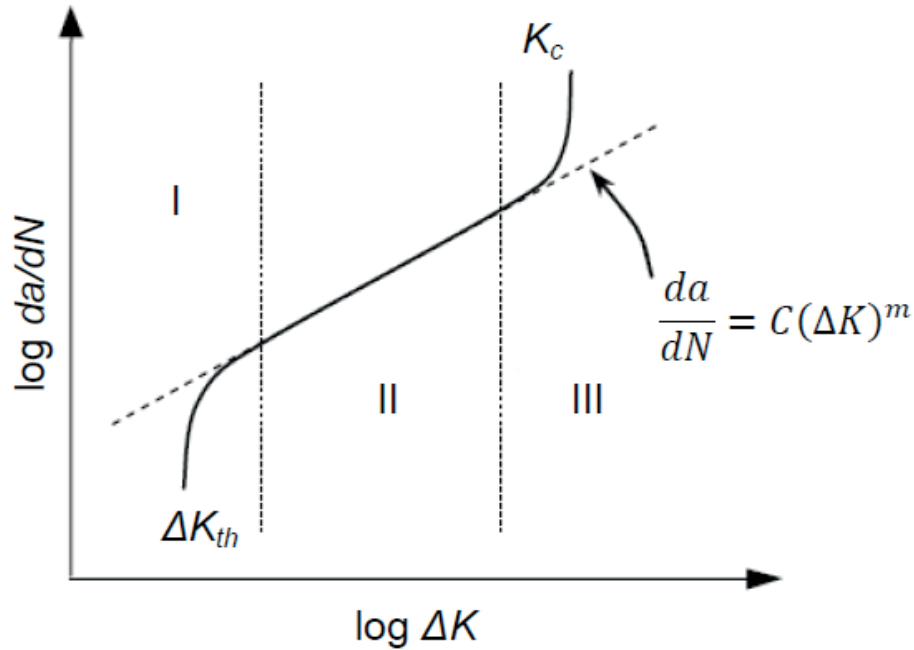


Figura 2.3: Ritmo de crecimiento de una grieta vs. δK

La figura 2.3 representa la evolución típica del ritmo de crecimiento de una grieta frente a ΔK en materiales metálicos. En dicha figura puede observarse que existen tres zonas bien diferenciadas, así como la existencia de un umbral y una zona de crecimiento acelerado. La región I está asociada a un rango del FIT umbral ΔK_{th} , en la que el incremento medio de la longitud de grieta por ciclo es del orden de 10^{-8} mm/ciclo. Para valores del rango del FIT inferiores al umbral las grietas no se propagan. En la región II el crecimiento de la grieta se estabiliza y existe un aumento progresivo de la velocidad de crecimiento al aumentar ΔK . Esta zona es conocida como región de Paris y en ella, dicha velocidad de crecimiento puede describirse adecuadamente mediante la Ley de Paris. Finalmente, en la región III, el ritmo de crecimiento de la grieta aumenta rápidamente y la grieta crece de manera inestable hasta la rotura del componente bajo estudio. Esta rotura se produce cuando el valor máximo del FIT K_{max} alcanza un valor crítico K_C denominado tenacidad a fractura del material. K_C es una propiedad del material y representa la máxima carga estática que dicho material es capaz de soportar cuando presenta una grieta.

La Ley de Paris permite obtener el número de ciclos necesario para que una grieta existente en un material concreto avance una determinada longitud. Para ello habrán de conocerse las constantes m y C que, como se ha mencionado previamente, dependerán del material y de las características de la carga aplicada al mismo, así como la evolución del FIT conforme la grieta avanza desde su longitud inicial hasta la final. Esto puede realizarse mediante la integral

$$N_{prop} = \int_{a_i}^{a_f} \frac{da}{C\Delta K^m} \quad (2.4)$$

donde N_{prop} es el número de ciclos de carga necesarios para propagar una grieta desde una longitud inicial a_i hasta una longitud final a_f .

Tomando como punto de partida la Ley de Paris se han desarrollado numerosos modelos que pretenden incluir el comportamiento de la grieta en las regiones I y III, así como otros factores que afectan al ritmo de propagación de las mismas. Una de las principales limitaciones de la Ley de Paris es que no tiene en cuenta el efecto de la tensión media. La Ley de Walker [11] propone tener en cuenta dicho efecto a través del coeficiente de asimetría de la carga R mediante la siguiente expresión

$$\frac{da}{dN} = C_W \left[\frac{\Delta K}{(1-R)^{1-\gamma_W}} \right]^{m_W} \quad (2.5)$$

en la que C_W, m_W y γ_W son tres parámetros que habrán de ser ajustados experimentalmente.

Existen otros modelos que incluyen efectos tales como el comportamiento de la grieta en la región III [12], y el efecto del umbral $\Delta K_{th\infty}$ cuando la grieta crece en la región I [13].

Finalmente cabe destacar que el uso del FIT para describir el crecimiento de grietas por fatiga permite afirmar que, independientemente de la longitud de la grieta y del valor de la carga, dos grietas en un mismo material que presenten el mismo ΔK tendrán el mismo ritmo de crecimiento. Esto es así porque existe semejanza física entre ambas grietas y dicha semejanza viene caracterizada por el FIT, para ello la longitud de las grietas ha de ser tal que su comportamiento pueda ser descrito mediante los conceptos de la MFEL. En efecto, si alguna de esas grietas fuera de una longitud comparable al tamaño de la microestructura, su crecimiento se vería afectado por ésta y en consecuencia se perdería la semejanza física de ambos problemas siendo, por tanto, incorrecto caracterizar el crecimiento de esta pequeña grieta utilizándose solamente el FIT.

2.3. Fatiga en entallas

Así como en el apartado anterior se ha descrito desde un punto de vista general el mecanismo de fallo por fatiga, a la hora de llevar a cabo el diseño de componentes mecánicos y estructurales reales, resulta inevitable tener en cuenta que, en su mayoría, dichos componentes suelen presentar ciertas discontinuidades geométricas que provocan una concentración de tensión y deformación en sus proximidades. Estas discontinuidades son conocidas como entallas y pueden ser consecuencia de requerimientos del diseño, como agujeros o cambios de sección, o accidentales como defectos o marcas de mecanizado. En cualquier caso, las entallas, afectan considerablemente tanto a la iniciación de grietas como a la propagación de las mismas, siendo en la mayoría de los casos las responsables del fallo por fatiga en componentes reales. De ahí la importancia por conocer desde un punto de vista teórico el efecto que su presencia provoca en la resistencia a fatiga de un material.

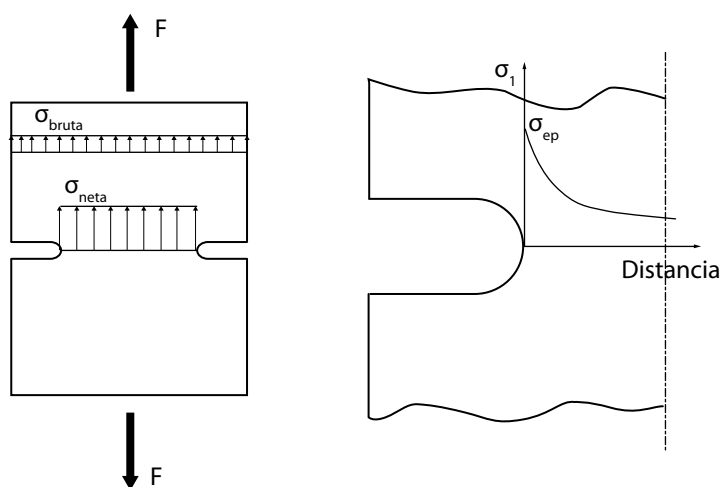


Figura 2.4: Concentración de tensión en un elemento con entalla

En un espécimen con una entalla sometido a carga axial de tracción estática, como el mostrado en la figura 2.4, la tensión principal en la dirección de la carga presenta un evolución como la mostrada en la dicha figura, siempre que el comportamiento del material se considere elástico. Es necesario indicar que, aunque todas las componentes de la tensión se ven afectadas por la presencia del concentrador, dicho efecto es más acusado en la dirección de la carga. Como puede observarse en esta figura, el valor de la tensión alcanza una

máximo en el fondo de la entalla y cae de forma progresiva conforme se avanza hacia el interior del material. EL valor máximo de la tensión puede relacionarse con la tensión nominal aplicada al espécimen σ_n a través del denominado factor de concentración de tensión K_t , que puede definirse como

$$K_t = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_n} \quad (2.6)$$

El valor de K_t , para una misma configuración de carga, solo depende de la forma de la entalla y del espécimen, pero no de las dimensiones ni del material del mismo [14]. Existen distintos manuales donde puede encontrarse el valor de K_t para distintas geometrías y configuraciones de carga [14][15]. En problemas con geometrías complejas, el cálculo de K_t suele realizarse mediante técnicas numéricas como por ejemplo el método de los elementos finitos.

Ante una carga estática K_t permite obtener el valor máximo de la tensión que provoca una entalla, independientemente del material del espécimen, a través de la expresión 2.6. Sin embargo, en condiciones de carga cíclica, no todos los materiales exhiben el mismo comportamiento ante una misma entalla. La disminución de la resistencia a fatiga de un material en presencia de una entalla puede cuantificarse a través del factor de concentración de tensiones efectivo a fatiga K_f [14], que puede definirse como

$$K_f = \frac{\sigma_0}{\sigma_{0n}} \quad (2.7)$$

donde σ_0 y σ_{0n} son los límites de fatiga del material sin y con entalla respectivamente, obtenidos ambos bajo las mismas condiciones de ensayo. Normalmente K_f presenta valores inferiores a K_t , lo que indica que calcular el límite de fatiga de un componente entallado a partir de K_t suele conducir a resultados muy conservadores. Esto es así porque el límite de fatiga en presencia de una entalla no solo depende del valor máximo de la tensión sino también del gradiente de la misma en el camino potencial de la grieta.

Existe una gran variedad de fórmulas de carácter empírico que permiten determinar el valor de K_f para distintas geometrías, tipos de carga y materiales [16]. Para entender el funcionamiento de los métodos clásicos para el calculo de K_f resulta de utilidad el uso del denominado índice de sensibilidad a la entalla q . Este parámetro permite relacionar K_f y

K_t para una misma entalla [17] a través de la expresión

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad (2.8)$$

El valor de q suele variar entre 0 y 1 de forma que cuando q vale 0, el material es insensible a la entalla, mientras que cuando vale 1, se considera que el material es totalmente sensible a la presencia de la entalla y $K_f = K_t$. En esta última situación la estimación del límite de fatiga del espécimen con entalla puede realizarse directamente dividiendo el límite de fatiga del material sin entalla por K_t .

A partir de análisis experimentales [17], se ha comprobado que para un mismo material, a medida que aumenta el radio de la entalla, q se aproxima asintóticamente a valores próximos a la unidad, lo que indica que las diferencias entre K_f y K_t son mas significativas cuanto mas aguda es la entalla en cuestión. También se ha podido comprobar que, para entallas geoméricamente semejantes (mismo K_t), la resistencia a fatiga de un componente disminuye al aumentar el tamaño de dicho componente. Este efecto es conocido como efecto escala y pone de manifiesto que K_f depende considerablemente del tamaño del componente.

De entre las fórmulas clásicas desarrolladas para el cálculo de K_f , dos de las más utilizadas y conocidas son las de Neuber [18] y Peterson [17]. Estos autores establecieron, desde un punto de vista teórico, que el valor medio de la tensión en un cierto volumen de material en torno al fondo de la entalla es el responsable del fallo por fatiga. Así mismo, fuero capaces de deducir que K_f depende principalmente del radio de la entalla, de K_t y del material del componente entallado. En concreto, Neuber propuso estimar el valor de K_f mediante la expresión

$$K_f = 1 + \frac{K_t - 1}{1 + \sqrt{\frac{a_N}{r_e}}} \quad (2.9)$$

donde r_e es el radio del fondo de la entalla y el valor medio de la tensión se calcula a lo largo de una longitud característica del material a_N .

Por su parte, Peterson propuso estimar el valor medio de la tensión provocada por la entalla mediante la tensión local a una distancia a_P del fondo de la misma, cuyo valor también depende del material bajo consideración. En este caso K_f puede ser obtenido mediante la

siguiente fórmula

$$K_f = 1 + \frac{K_t - 1}{1 + \frac{a_p}{r_e}} \quad (2.10)$$

Las ecuaciones 2.9 y 2.10, son de gran interés para el cálculo del límite de fatiga de componentes con entallas aunque presentan ciertas limitaciones como por ejemplo, que su validez depende en gran medida del tipo de material bajo estudio, que es necesario definir la tensión nominal en el componente analizado, lo cual dificulta mucho el cálculo cuando la geometría es compleja y que, como se verá a continuación, los resultados que arrojan no son válidos para entallas agudas, es decir, entallas con valores de K_t relativamente altos.

2.3.1. Entallas agudas: Grietas no propagantes

Para analizar la evolución del límite de fatiga de componentes con entalla a medida que aumenta el factor de concentración de tensiones K_t , Frost y Dugdale [19][20] llevaron a cabo una serie de ensayos en los que, manteniendo constante la profundidad de la entalla, fueron disminuyendo el radio de curvatura del fondo de la misma. Si se representan en un gráfico los límites de fatiga de los elementos entallados obtenidos durante los ensayos, frente al valor de K_t de cada uno de ellos, se obtiene un gráfico como el mostrado en la figura 2.5. En este gráfico, aparte de los resultados experimentales, puede observarse la curva estimada usando el criterio de la máxima concentración de tensión y que, según se ha mencionado anteriormente, ha de ajustarse bien al caso de entallas romas. Así mismo, se muestra la curva calculada usando la fórmula de Neuber (ecuación 2.9), cuyas diferencias con la anterior habrán de ser mayores conforme aumenta K_t . Finalmente, considerando la entalla como una grieta de longitud igual a la profundidad de la entalla, también se muestra una línea recta correspondiente al umbral de crecimiento de grietas predicho por la MFEL y cuya expresión es [21]

$$\Delta\sigma_{0n} = \frac{\Delta K_{th}}{F\sqrt{\pi a}} \quad (2.11)$$

En la figura 2.5, se puede observar que para valores de K_t superiores a cierto valor K^* , los métodos de predicción basados en K_t - K_f parecen alejarse de los resultados experimentales, mientras que para valores inferiores a dicho valor el ajuste es bueno. El valor de K^* permite

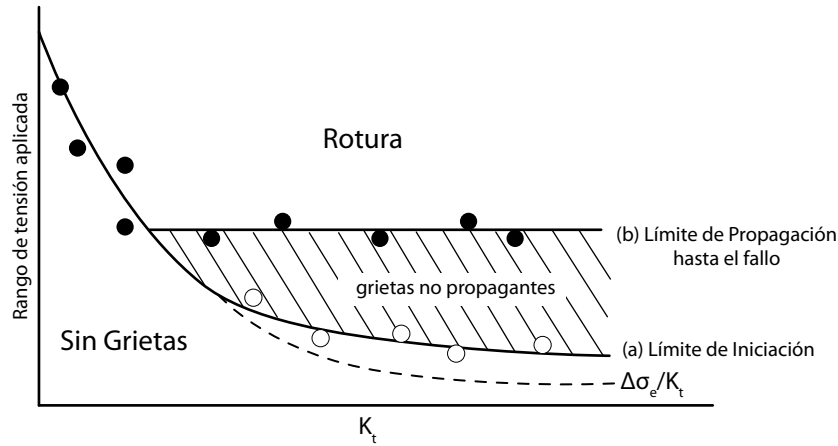


Figura 2.5: Diagrama de Frost. Umbrales de iniciación y propagación de grietas en elementos con entalla

distinguir entre entallas agudas y entallas romas y puede obtenerse a partir de la expresión

$$K* = \frac{F \Delta \sigma_0 \sqrt{\pi a}}{\Delta K_{th}} \quad (2.12)$$

También puede comprobarse que en entallas agudas ($K_t > K*$), la MFEL predice correctamente los resultados experimentales. Esto indica que estas entallas pueden ser consideradas como grietas y que el límite de fatiga se puede considerar como la mínima tensión necesaria para que dichas "grietas" se propaguen hasta la rotura del componente bajo estudio (límite de propagación). La evidencia experimental también pone de manifiesto que, ante este tipo de entallas, y para valores de la tensión inferiores al límite de propagación mencionado anteriormente, existen grietas en el material que pueden crecer hasta cierto tamaño y detenerse indefinidamente aunque se les siga aplicando carga. Estas grietas son conocidas como grietas no-propagantes y su presencia pone de manifiesto la existencia de dos límites de fatiga en el material: el límite de iniciación de grietas, que es el que predicen los métodos basados en K_f y el límite de propagación, que es el límite de fatiga convencional y que en el caso de entallas romas coincide con el anterior. Lógicamente, la región comprendida entre ambos límites se corresponde con la zona de grietas no-propagantes.

El hecho de que puedan existir grietas no-propagantes en materiales con entallas, despertó el interés de los investigadores por este fenómeno [21][22][23][24][25][26][27] y ha cambiado los criterios de diseño tradicionales ya que se considera demostrado que, en

condiciones de carga controladas, los componentes mecánicos con entallas son capaces de tolerar grietas sin poner en compromiso su integridad estructural.

Como posibles explicaciones a la presencia de grietas no propagantes en materiales con entallas, tradicionalmente se han venido barajando dos hipótesis: una de ellas [21], fundamentada en que el ritmo de crecimiento de la grieta está controlado por la plasticidad provocada por el concentrador y por el propio frente de la grieta y que concluye que el tamaño máximo de las grietas no-propagantes no podría exceder el tamaño de la zona plástica del concentrador. Posteriormente se comprobó que la detención de las grietas siempre se producía en régimen elástico [22][23][24] y que por tanto el tamaño de estas es superior al de la zona plástica asociada a la entalla. La otra hipótesis asocia la existencia de grietas no-propagantes al efecto del cierre de grieta [23][24][25][26][28], según el cual, la fuerza impulsora del crecimiento de la grieta se ve disminuida por las interacciones entre las caras de la propia grieta. Dichas interacciones vienen provocadas principalmente por la rugosidad de las caras y por las deformaciones plásticas que genera la propia grieta conforme avanza.

2.3.2. Modelos de predicción de vida en presencia de entallas

Desde que se descubrió que el comportamiento de los materiales en presencia de entallas era muy diferente al que experimentan en el caso de presentar geometrías suaves, creció el interés por el estudio del efecto de éstas en el propiedades de fatiga de dichos materiales. De esta forma surgieron distintos estudios que, desde diferentes puntos de vista, pretendían arrojar luz sobre este fenómeno y elaborar modelos de predicción de vida a fatiga que pudieran ser aplicados en situaciones de carácter práctico. En un principio, la mayoría de estos estudios enfocaban el análisis de estas situaciones desde un punto de vista global, en el que las propiedades macroscópicas del material jugaban un papel fundamental. Sin embargo, a medida que aumentaba el conocimiento de los mecanismos físicos involucrados en la iniciación de grietas, y que mejoraban tanto las técnicas de ensayo como las de microscopía, comenzaron a surgir modelos que consideraban que la microestructura del material desempeñaba un papel muy importante en la formación de las grietas y que aportaban un

mayor sentido físico al fenómeno de la iniciación y propagación de grietas en materiales con entallas. A continuación se describirán brevemente los modelos de predicción de vida a fatiga en presencia de entallas que tradicionalmente han tenido mayor relevancia.

El método propuesto por Smith y Miller [21] sugiere modificar el FIT para tener en cuenta el efecto del concentrador de tensión conforme la grieta avanza. Para ello comparan la evolución del FIT de una grieta creciendo en un espécimen con entalla, con el que presenta una grieta en un espécimen sin entalla bajo las mismas condiciones de ensayo. Cuando ambas grietas presentan la misma velocidad de crecimiento, la diferencia entre las longitudes de ambas $e=L-a$, la asocian al efecto de la entalla. De esta forma, los autores asumen que una grieta de una determinada longitud a , creciendo bajo la acción de un concentrador de tensión, tendrá un FIT igual al que tendría en un espécimen sin entalla pero considerando que su longitud es $a+e$, luego

$$K = \sigma \sqrt{\pi(a+e)} \quad (2.13)$$

donde el efecto de la entalla e va variando a medida que aumenta la longitud real de la grieta. Los autores proponen calcular e mediante las siguientes expresiones, dependiendo de si la grieta se encuentra dentro del campo de influencia de la entalla o no.

$$e = \begin{cases} 7,96 a \sqrt{\frac{\alpha}{r}} & \text{if } 0 < a < 0,13\sqrt{\alpha r} \\ \alpha & \text{if } a > 0,13\sqrt{\alpha r} \end{cases}$$

donde α y r son la profundidad y el radio de la entalla respectivamente. A partir de las expresiones anteriores, se puede estimar el límite de iniciación de grietas. En efecto, para una grieta dentro de la zona de influencia de la entalla

$$K = \left[1 + 7,96 \frac{\alpha}{r} \right]^{\frac{1}{2}} \sigma \sqrt{\pi a} = k_{fatigue} \sigma \sqrt{\pi a} \quad (2.14)$$

$$\sigma_{inic} = \frac{\sigma_{FL}}{k_{fatigue}} = \frac{\sigma_{FL}}{\left[1 + 7,96 \frac{\alpha}{r} \right]^{\frac{1}{2}}} \quad (2.15)$$

Finalmente, el límite de propagación para la grieta puede calcularse teniendo en cuenta que, en estas circunstancias, el FIT ha de ser igual al FIT umbral del material $K = K_{th\infty}$.

$$\sigma_{FL} = \frac{K_{th\infty}}{Y \sqrt{\pi(a+\alpha)}} \quad (2.16)$$

Tomando como punto de partida el modelo anterior, Yates y Brown [29] que hace uso del diagrama de Kitagawa-Takahashi del material. Este diagrama establece las condiciones umbral para la propagación de grietas por fatiga en un componente sin entalla y puede expresarse en función del FIT como

$$K_{th} = \begin{cases} Y \sigma_{FL} \sqrt{\pi a} & \text{if } 0 < a < a_0 \\ K_{th\infty} & \text{if } a > a_0 \end{cases} \quad (2.17)$$

donde a_0 es el parámetro de el Haddad cuya expresión viene dada por

$$a_0 = \frac{1}{\pi} \left(\frac{K_{th}}{Y \sigma_{FL}} \right)^2 \quad (2.18)$$

Los autores proponen que para que una grieta en el fondo de una entalla crezca por fatiga, el FIT ha de ser siempre superior al predicho por el diagrama de Kitagawa. El FIT de la grieta puede expresarse en términos del modelo de Smith y Miller como

$$K = \begin{cases} Y \sigma k_t \sqrt{\pi a} & \text{if } 0 < a < a_0 \\ \sigma \sqrt{\pi(a + \alpha)} & \text{if } a > a_0 \end{cases} \quad (2.19)$$

Igualando las expresiones 2.17 y 2.19 pueden obtenerse tres situaciones distintas mostradas de manera esquemática en la figura 2.6:

1. Que la curva del FIT de la grieta esté por debajo del diagrama de Kitagawa, en cuyo caso no se propagará.
2. Que el FIT de la grieta siempre esté por encima del diagrama de Kitagawa, creciendo hasta la rotura del componente.
3. Que ambas curvas se corten en algún punto. En este caso, la grieta se iniciará en el fondo de la entalla, se propagará hasta una longitud determinada y se detendrá. Esta longitud vendrá dada por la intersección de ambas curvas y se corresponderá con la longitud de grieta no-propagante para la carga aplicada.

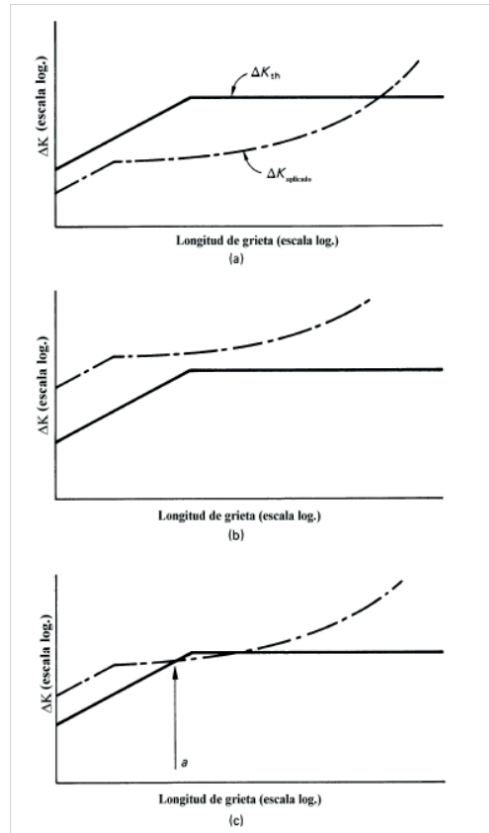


Figura 2.6: Modelo de Yates y Brown

Este modelo, aunque proporciona predicciones razonables respecto a los resultados experimentales con los que fue comparado, propone una aproximación demasiado simplista del efecto de la entalla al no considerar el efecto del gradiente de la tensión.

Taylor [30] propuso un método sencillo para estimar el límite de fatiga de componentes con entallas con geometrías arbitrarias. Basándose en las ideas clásicas de Neuber y Peterson y en los conceptos de la MFEL, propuso evaluar la tensión a una distancia característica del material $L/2$, donde L se define como

$$L = \frac{1}{\pi} \left(\frac{\Delta K_{th}}{\Delta \sigma_0} \right)^2 \quad (2.20)$$

Para aplicar este método, conocido como método del punto, es necesario conocer la distribución de tensiones a lo largo del camino potencial de la grieta. Existen otras versiones de dicho método en función de si la tensión utilizada para estimar el límite de fatiga se

obtiene a partir del valor medio en una línea, en un área o en un volumen en torno al fondo de entalla, en lugar de hacerlo en un punto. Este modelo y sus distintas formulaciones han sido aplicados con éxito en numerosas situaciones de carácter práctico, siendo capaz de recoger correctamente el comportamiento a fatiga de entallas tanto romas como agudas. Sin embargo, desde un punto de vista físico, no se encuentra una relación entre la distancia crítica L y algún parámetro de la microestructura del material.

2.4. Fatiga multiaxial

En muchas aplicaciones reales, existen componentes mecánicos que se encuentran sometidos a estados de carga cíclica complejos que provocan estados tensionales multiaxiales. Caracterizar el comportamiento a fatiga de materiales que se encuentran sometidos a este tipo de cargas es una tarea compleja que requiere conocer los mecanismos físicos involucrados en la formación y el crecimiento de grietas en los mismos. Con este objetivo y tomando como punto de partida el trabajo publicado por Gough [31] a mediados del siglo XX, han sido numerosos los estudios realizados por los investigadores para desarrollar procedimientos que permitan diseñar componentes mecánicos reales que se comporten de manera segura frente a la acción de la fatiga multiaxial.

Se ha comprobado que los distintos materiales utilizados comúnmente en la ingeniería responden de forma distinta ante cargas cíclicas multiaxiales [31] y que esta respuesta está íntimamente ligada a la microestructura del material. Si además de la multiaxialidad del estado tensional, se tiene en cuenta que los estados de carga pueden ser no-proporcionales, es decir, con cargas fuera de fase, se añade una dificultad extra al estudio del comportamiento a fatiga de dichos materiales. Las cargas no-proporcionales provocan que las direcciones principales del estado tensional puedan rotar durante el cada ciclo de carga, y en estas condiciones, el daño por fatiga depende de la interacción entre la ductilidad intrínseca del material y el cambio cíclico de la dirección correspondiente a la tensión principal máxima [32][33][34]. Esto supone que la no-proporcionalidad de la carga pueda tener efectos contrapuestos en distintos materiales pudiendo ser, en ocasiones, beneficiosa para la resistencia a fatiga de los mismos.

La argumentación llevada a cabo en los párrafos anteriores pone en evidencia que, el diseño de componentes mecánicos y estructurales reales que se encuentren sometidos a estados de carga complejos, resulta una tarea difícil que involucra numerosas variables. Por este motivo, gran parte del esfuerzo de los investigadores en los últimos tiempos, ha sido dedicado a desarrollar métodos eficientes desde un punto de vista práctico que permitan estimar el daño por fatiga multiaxial en componentes mecánicos reales. Dichos métodos pueden ser clasificados en dos grupos bien diferenciados dependiendo de si se pretende evaluar el daño por fatiga a bajo número de ciclos, donde la plasticidad juega un papel muy importante en la iniciación de grietas, en cuyo caso se recomienda usar un enfoque basado en deformaciones, o si por el contrario, se pretende analizar el régimen de fatiga a medio/alto número de ciclos, donde es preferible utilizar métodos basados en tensiones.

De entre los métodos para estimar el daño por fatiga multiaxial a bajo número de ciclos merece la pena destacar la metodología propuesta por Brown y Miller [35], en la que los autores proponen evaluar la vida a fatiga teniendo en cuenta las componentes de la deformación perpendiculares y paralelas al plano de iniciación la grieta. Dicho plano, denominado plano crítico, es el que experimenta la máxima amplitud de deformación tangencial. Este enfoque, en combinación con la curva de Manson-Coffin permitiría estimar la vida a fatiga de componentes en los que la grieta se propaga principalmente en Modo II por la superficie de los mismos, ya que, como se argumentó en el apartado 2.2, el plano de iniciación no coincide con el de propagación cuando la grieta se adentra hacia el interior del material.

Años más tarde, Socie [36][37] propuso emplear la tensión perpendicular al plano crítico en lugar de la deformación, para la estimación del daño por fatiga multiaxial, porque dicha tensión está más relacionada con los mecanismos físicos de propagación de micro/meso grietas en el material. Tomando como punto de partida esta hipótesis, sugirió que el diseño a fatiga habría de realizarse en función del comportamiento de las grietas en el material: cuando la iniciación de grietas en el material tiene lugar principalmente en Modo I, el plano crítico habría de ser considerado aquél donde la tensión normal alcance su valor máximo y la vida a fatiga habría de estimarse usando el parámetro de Smith-Watson-Topper [36]; por el contrario, cuando la propagación inicial de las grietas en el material tiene lugar principalmente en Modo II, el plano crítico sería aquel en el que la amplitud de la

deformación tangencial es máxima, y la vida a fatiga se estimaría usando la curva torsional de Manson-Coffin [37].

Existen otras metodologías basadas en criterios energéticos [38][39], que presentan la ventaja, frente a las mencionadas anteriormente, de utilizar una magnitud escalar (la energía), independiente de la complejidad del estado tensional existente en la zona que se considere crítica desde el punto de vista del diseño a fatiga.

En cuanto a los métodos desarrollados para el diseño de componentes reales a fatiga multiaxial en régimen de alto número de ciclos, hay que indicar que existen distintos enfoques como pueden ser aquellos basados en cálculo de invariantes del estado tensional, en el plano crítico y enfoques mesoscópicos. Los métodos basados en el cálculo de invariantes asumen que el daño por fatiga depende tanto de la raíz cuadrada del segundo invariante del tensor desviador, como del tensor hidrostático [40]. Estos métodos, aunque son muy eficientes desde el punto de vista computacional, arrojan resultados erróneos al considerar el efecto de las cargas no-proporcionales [41].

Los métodos que utilizan un enfoque basado en el plano crítico arrojan predicciones muy acertadas a la hora de estimar el límite de fatiga multiaxial incluso en presencia de carga no-proporcional. Existen métodos que proponen que el plano crítico es aquél en el que una combinación lineal de la tensión normal y tangencial alcanza un valor máximo [42]. Otros métodos asumen que el plano crítico es el que experimenta el máximo valor de la amplitud de la tensión tangencial y que para estimar el daño por fatiga es necesario también tener en cuenta el valor de la tensión normal máxima a dicho plano [43][44][45]. El enfoque mesoscópico, propuesto por Dang Van [46][47], utiliza una metodología diferente de las anteriores y sugiere que el daño por fatiga multiaxial se puede estimar a partir de una combinación de lineal de la tensión tangencial máxima y la presión hidrostática.

2.5. Titanio: Propiedades y sus aplicaciones biomédicas

El titanio es un material metálico que se encuentra en la naturaleza, generalmente formando compuestos con oxígeno y hierro. El titanio comercialmente puro se obtiene princi-

palmente mediante un proceso de reducción de tetracloruro de titanio (TiCl_4) con magnesio, denominado proceso Kroll en honor a Wilhelm Justin Kroll, que fue quien lo desarrolló a mediados del siglo XX. La alta solubilidad intersticial del titanio hace que su obtención con alta pureza sea complicada, lo cual encarece su precio.

El titanio puro es un material alotrópico, es decir, existe en más de una configuración cristalográfica, de forma que a partir de una temperatura de transición pasa de una configuración hexagonal compacta (fase α) a otra cúbica centrada en las caras (fase β). La temperatura de transición depende del grado de pureza del metal y se encuentra en torno a los 880°C . De esta forma, existen elementos aleantes como el oxígeno, el aluminio y el nitrógeno, que hacen que dicha temperatura disminuya, estos son los llamados elementos α -estabilizadores. Por otro lado los elementos β -estabilizadores como el vanadio, el hierro y el molibdeno, hacen que la temperatura de transición aumente. Finalmente existe otro grupo de elementos aleantes como el zirconio o el estaño que tienen un efecto ínfimo sobre dicha temperatura y que son llamados neutrales. En la figura 2.7 se muestran distintos diagramas de fases del titanio en función de sus elementos aleantes.

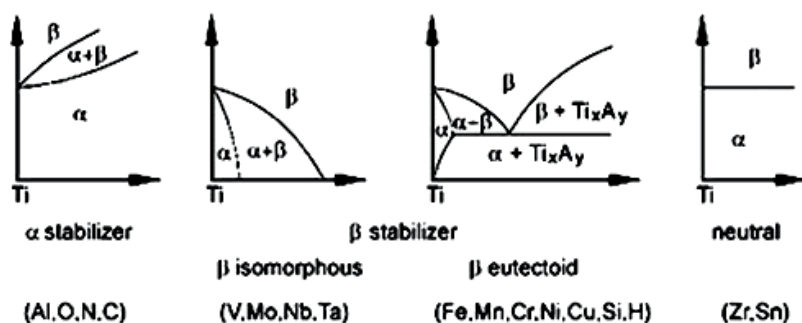


Figura 2.7: Diagramas de fases del titanio en función de sus elementos aleantes

Comparado con otros metales, el titanio (y sus aleaciones) es el que presenta mayor ratio resistencia/densidad. En general, las propiedades del titanio y de sus aleaciones se determinan en función de la fracción en volumen de fase α y β que contiene. Comparada con la fase β , la fase α presenta una mayor densidad de empaquetamiento, lo que hace que presente un mayor módulo elástico, una mayor resistencia a la deformación plástica y al creep, así como una menor ductilidad.

El material en que están fabricados los implantes dentales analizados en el presente trabajo es titanio comercialmente puro (Ti c.p.) que, al no contener elementos aleantes, presenta la ventaja de no ser nocivo para el organismo y ciertas desventajas como, por ejemplo, una menor resistencia mecánica y a fatiga comparada con la que tienen algunas aleaciones del titanio. El Ti c.p., a temperatura ambiente, es una fase pura de tipo α , de la que existen cuatro grados distintos en función del contenido en oxígeno intersticial. En concreto, Ti c.p. de grado 4 presenta un contenido en oxígeno del 0.4 pp [48]. Como puede observarse en la figura 2.8, de entre los cuatro grados existentes del Ti c.p. es el que presenta una mayor resistencia a la rotura, el de mayor límite elástico y una menor ductilidad.

Mechanical properties of titanium alloys for biomedical applications

Alloy	Tensile strength (UTS) (Mpa)	Yield strength (σ_y)	Elongation (%)	RA (%)	Modulus (GPa)	Type of alloy
1. Pure Ti grade 1	240	170	24	30	102.7	α
2. Pure Ti grade2	345	275	20	30	102.7	α
3. Pure Ti grade 3	450	380	18	30	103.4	α
4. Pure Ti grade 4	550	485	15	25	104.1	α
5. Ti-6Al-4V ELI (mill Annealed)	860-965	795-875	10-15	25-47	101-110	$\alpha + \beta$
6. Ti-6Al-4V (annealed)	895-930	825-869	6-10	20-25	110-114	$\alpha + \beta$
7. Ti-6Al-7Nb	900-1050	880-950	8.1-15	25-45	114	$\alpha + \beta$
8. Ti-5Al-2.5Fe	1020	895	15	35	112	$\alpha + \beta$
9. Ti-5Al-1.5B	925-1080	820-930	15-17.0	36-45	110	$\alpha + \beta$
10. Ti-15Sn-4Nb-2Ta-0.2Pd (Annealed)	860	790	21	64	89	$\alpha + \beta$
(Aged)	1109	1020	10	39	103	
11. Ti-15Zr-4Nb-4Ta-0.2Pd (Annealed)	715	693	28	67	94	$\alpha + \beta$
(Aged)	919	806	18	72	99	
12. Ti-13Nb-13Zr (aged)	973-1037	836-908	10-16	27-53	79-84	β
13. TMZF (Ti-12Mo-6Zr-2Fe) (annealed)	1060-1100	100-1060	18-22	64-73	74-85	β
14. Ti-15Mo (annealed)	874	544	21	82	78	β
15. Tiadyne 1610 (aged)	851	736	10		81	β
16. Ti-15Mo-5Zr-3Al (ST)	852	838	25	48	80	β
(aged)	1060-1100	1000-1060	18-22	64-73		
17. 21RX (annealed) (Ti-15Mo-2.8Nb-0.2Si)	979-999	945-987	16-18	60	83	β
18. Ti-35.3Nb-5.1Ta-7.1Zr	596.7	547.1	19.0	68.0	55.0	β
19. Ti-29Nb-13Ta-4.6Zr (aged)	911	864	13.2		80	β

Figura 2.8: Propiedades mecánicas del titanio y sus aleaciones para aplicaciones biomédicas

El titanio puro y sus aleaciones son, actualmente, los materiales metálicos mas atractivos para las aplicaciones biomédicas por sus mejores propiedades de biocompatibilidad y su mayor resistencia a la corrosión y resistencia específica (relación resistencia/densidad). En

la figura 2.8 se resumen las principales propiedades mecánicas de las aleaciones del titanio mas empleadas en el campo de la implantología.

Tradicionalmente el Ti-6Al-4V, que es una aleación de titanio del tipo $(\alpha + \beta)$ ha sido el material mas usado en estas aplicaciones dada su alta resistencia mecánica y su mayor grado de desarrollo, ya que es ampliamente utilizado en la industria aeronáutica y aeroespacial (lo que ha abaratado sus costes de fabricación). No obstante, en los años 80 se publicaron estudios que demostraban que el vanadio es tóxico y que tiende a desprenderse del implante y a acumularse en el torrente sanguíneo causando un efecto nocivo sobre el organismo [49]. Por este motivo, comenzaron a desarrollarse aleaciones de titanio del tipo $(\alpha + \beta)$ libres de vanadio como el Ti-6Al-7Nb y el Ti-5Al-2.5Fe, así como libres de vanadio y aluminio (también considerado tóxico en grandes cantidades) como el Ti-15Sn-4Nb-2Ta-0.2Pd y el Ti-15Zr-4Nb-4Ta-0.2Pd.

Sin embargo, recientemente se ha comprobado que, cuando el módulo elástico del material del implante es muy superior al del hueso donde es implantado, se produce una mayor reabsorción de dicho hueso y se empeoran las características de osteointegración (unión hueso-implante). Es decir, se consigue una mejor biocompatibilidad cuando el módulo elástico del implante es lo más parecido posible al del hueso. Esta es la razón por la que, en los últimos tiempos, se están desarrollando nuevas aleaciones de titanio con elementos aleantes no tóxicos (como el niobio, el talio y el zirconio) con propiedades de biocompatibilidad y resistencia mejoradas [48]. Estas aleaciones son del tipo β que, como se ha mencionado anteriormente y como puede comprobarse en la figura 2.8, presentan un módulo elástico menor al de las aleaciones de tipo α y $(\alpha + \beta)$; este valor, que aunque sigue siendo mayor, se encuentra mas cerca del valor del módulo elástico del hueso cortical, que suele variar entre 17 y 28 GPa [48].

2.6. Fatiga en implantes dentales

Cuando los implantes ejercen la función del hueso, como por ejemplo cuando se usan para restaurar articulaciones, como placas óseas o como implantes dentales, normalmente se encuentran sometidos a condiciones de carga cíclica que pueden llegar a ser bastante

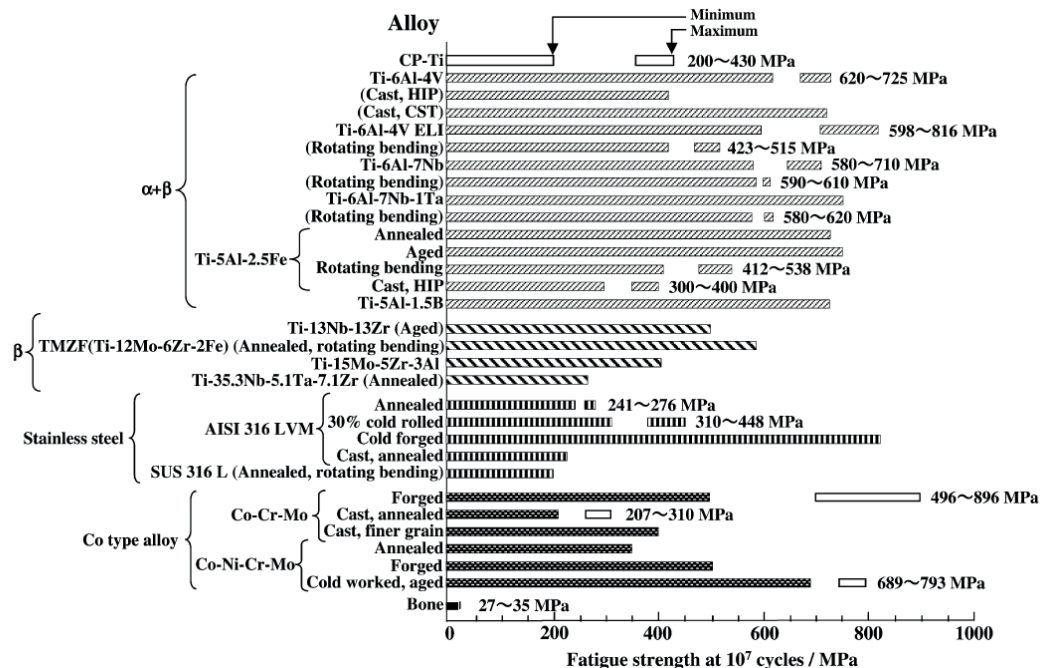


Figura 2.9: Resistencia a fatiga de materiales metálicos utilizados biomedicina

severas. Por este motivo el conocimiento del comportamiento a fatiga del material en que están fabricados dichos implantes es un aspecto crucial en el diseño de los mismos. A la hora de evaluar dicho comportamiento a fatiga es importante tener en cuenta que normalmente, los implantes que sustituyen tejidos duros, pueden estar sometidos durante largos periodos a ambientes que pueden resultar corrosivos y a condiciones de fatiga por fretting y desgaste por el contacto con tornillos de sujeción. En la figura 2.9 [50], se muestra el límite de fatiga en aire de los materiales metálicos más utilizados en el campo de la biomedicina, como son las aleaciones de titanio, distintos aceros inoxidables, así como algunas aleaciones de cobalto. Es necesario destacar que la gran dispersión que puede observarse en estos valores del límite de fatiga está asociada a distintos factores como pueden ser el proceso de fabricación, las condiciones de la superficie, la microestructura y las condiciones de fatiga impuestas durante los ensayos. En esta figura se puede observar que, de manera general, la mayor resistencia a fatiga la presentan las aleaciones de cobalto, seguidas por el Ti-6Al-4V y por el acero inoxidable. EL titanio c.p. es de los materiales utilizados en medicina que tiene la menor resistencia a fatiga.

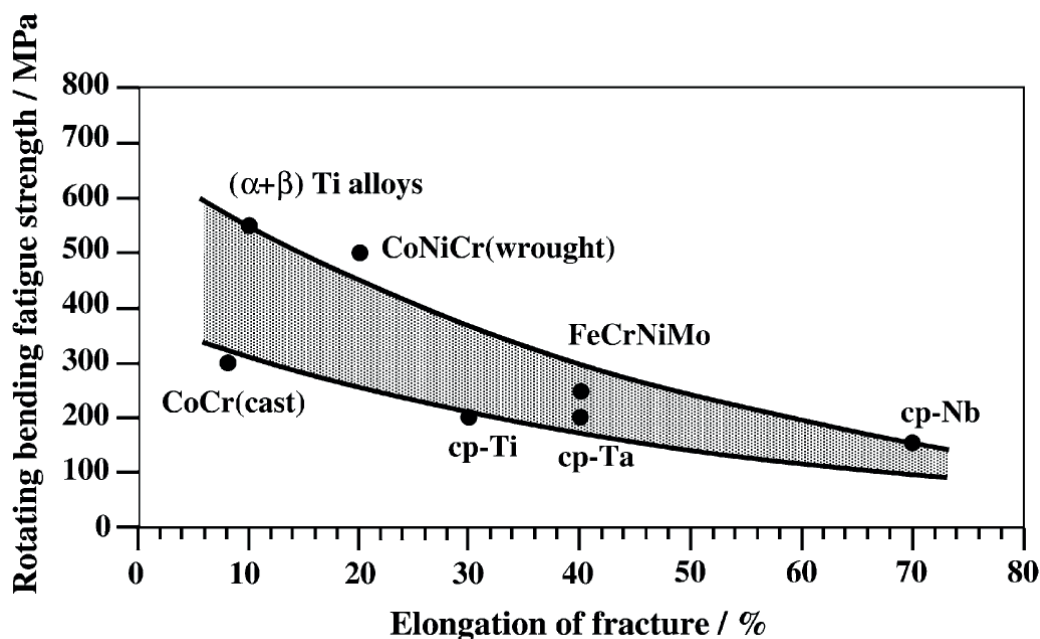


Figura 2.10: Resistencia a fatiga de materiales metálicos utilizados biomedicina

En las figura 2.10 y 2.11 se muestran, por un lado el límite de fatiga obtenido bajo condiciones de flexión rotativa frente al alargamiento en la rotura, y por otro la relación entre la resistencia a fatiga y el módulo elástico para varios materiales metálicos empleados en medicina. Comparando ambas figuras se puede observar que las aleaciones de titanio de tipo $(\alpha + \beta)$ presentan muy buenas propiedades de resistencia a fatiga, así como un módulo elástico relativamente bajo, lo que supone unas buenas propiedades de biocompatibilidad, tal y como se ha mencionado en párrafos anteriores. Especial mención merece el caso del TNTZ, mostrado en la figura 2.11. Se trata de una aleación de titanio de tipo β madurada a alta temperatura, el Ti-29Nb-13Ta-4.6Zr, un material que se está empezando a usar en biomedicina en los últimos tiempos y que aparte de tener una muy alta resistencia a fatiga presenta un valor del módulo elástico bastante bajo comparado con el resto de aleaciones. Nuevamente se puede observar que el TI c.p. presenta valores de la resistencia a fatiga relativamente bajos.

De cara al estudio de la resistencia a la fatiga de las aleaciones de titanio empleadas en biomedicina, es importante tener en cuenta el efecto que puede tener en dicha resistencia

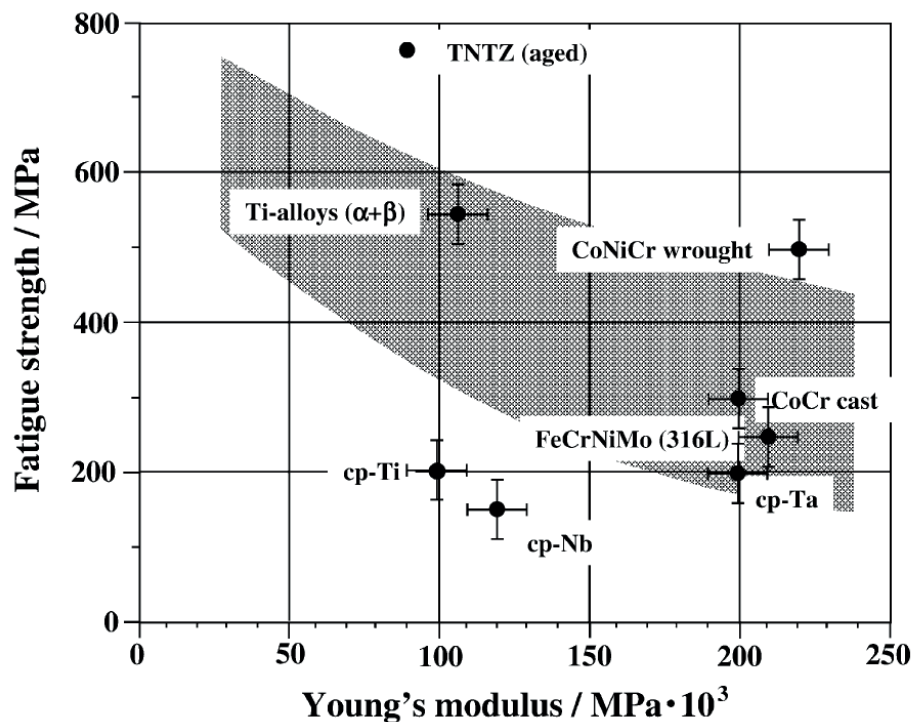


Figura 2.11: Resistencia a fatiga de materiales metálicos utilizados biomedicina

el hecho de que el implante se encuentre colocado en el interior del cuerpo humano. Es decir, es necesario determinar si los fluidos corporales pueden provocar corrosión en estos materiales, de manera que a largo plazo su resistencia a fatiga pueda verse disminuida. Para simular las condiciones existentes en el interior del cuerpo humano suelen realizarse ensayos denominados *in vitro*. Para ello, las muestras son sumergidas en una solución salina llamada solución de Ringer que simula los fluidos existentes en el interior del organismo. En la figura 2.12 se comparan las curvas S-N obtenidas bajo flexión rotativa para el Ti-6AL-4V y el acero inoxidable SUS 316L en condiciones *in vitro* y en aire. Como puede observarse, mientras que la resistencia a fatiga del acero disminuye sensiblemente cuando se ensaya sumergida en solución de Ringer, la de la aleación de titanio permanece inalterada. Esta mayor resistencia a la corrosión de las aleaciones de titanio se debe a que en la superficie de las mismas se forma una capa de óxido de titanio, que actúa como pasivante electroquímico, e impide que los iones negativos (agentes corrosivos) presentes en la solución de Ringer entren en contacto con la matriz de aleación de titanio. Sin embargo, se

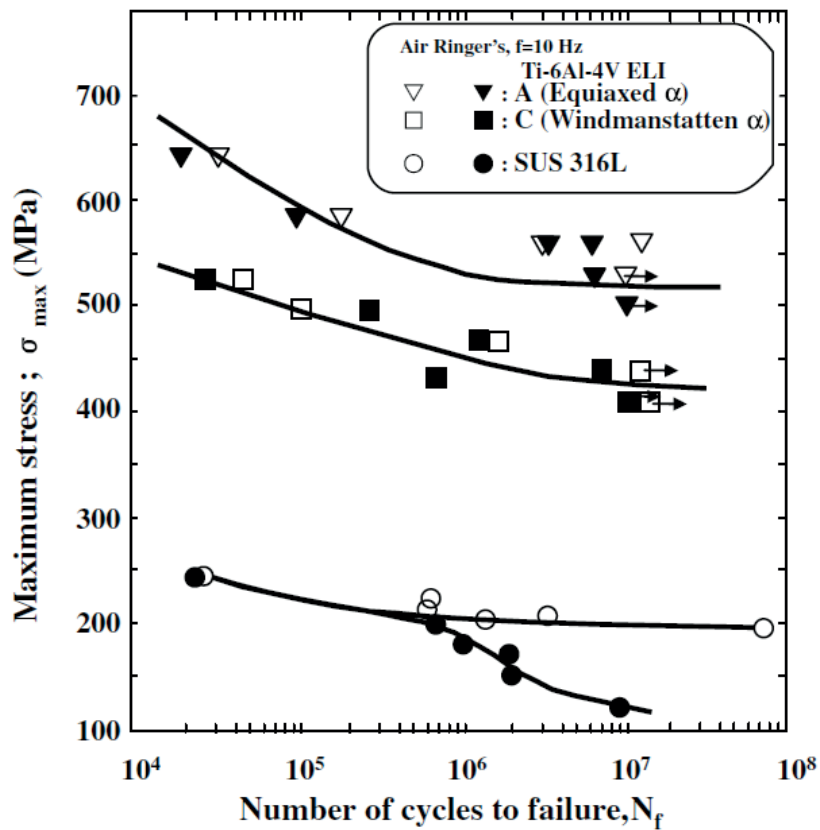


Figura 2.12: Resistencia a fatiga de materiales metálicos utilizados biomédica

ha comprobado que en condiciones de carga de flexión esta película se fractura con mayor facilidad que con carga axial y que si la concentración de oxígeno del medio es bajo (como ocurre en el interior de los tejidos del organismo a excepción de los vasos sanguíneos) dicha película no se regenera rápidamente y la corrosión puede afectar al material [49].

En la literatura especializada pueden encontrarse numerosas referencias que analizan diferentes aspectos relacionados con los implantes dentales, tanto desde un punto de vista numérico como experimental. La mayoría de estos estudios suelen estar enfocados a la interacción entre el implante y el hueso, un fenómeno muy importante desde el punto de vista clínico ya que, las tensiones y las deformaciones que el implante provoca en el hueso, así como los micro-movimientos existentes en la interface entre ambos, son factores determinantes del éxito de una rehabilitación mediante una prótesis dental implantada.

Método Teórico

En general, a la hora de analizar el fallo por fatiga en componentes mecánicos, se suele considerar que el proceso de fatiga es una combinación de dos fases diferenciadas: la iniciación de una grieta en el material y su posterior propagación hasta la rotura del componente. Normalmente las grietas se iniciarán en zonas donde exista concentración de tensión, como entallas o defectos del material. Durante la fase de iniciación se generarán microgrietas en el material que se propagarán hasta cierta longitud que será del orden de la microestructura de éste. En estas circunstancias, para analizar el crecimiento de dichas microgrietas, no es posible utilizar directamente los conceptos de la MFEL. La fase de propagación comenzará cuando acabe la iniciación y se prolongará hasta la rotura del componente. El análisis de esta fase si puede llevarse a cabo mediante las técnicas clásicas de la MFEL. La duración relativa de cada una de estas fase con respecto a la vida total dependerá de distintos factores tales como el nivel de tensiones, el gradiente de las tensiones en la zona de iniciación y existencia de pequeños defectos en el material.

Se han propuesto numerosos métodos para llevar a cabo el diseño a fatiga de componentes con concentradores de tensión y estados tensionales multiaxiales. Algunos de estos métodos solamente consideran la fase de iniciación de grieta, dando por supuesto que la duración de la fase de propagación es despreciable frente a la de la iniciación. Este enfoque, normalmente proporciona buenos resultados en el caso de entallas grandes y niveles bajos de tensión. Sin embargo, es complicado conocer a priori, si para una determinada combinación de geometría, material y estado de carga resulta acertada la suposición anterior. De manera general, estos métodos tienden a producir resultados más o menos conservadores, dependiendo de la importancia real de la fase de propagación con respecto a la vida total. Un elemento común a estos métodos es la definición del punto o profundidad desde la

superficie a la que se habrán de evaluar las tensiones para aplicar el criterio de iniciación correspondiente.

Otros métodos solo tienen en cuenta la fase de propagación, considerando que la duración del periodo de iniciación es pequeña, ya sea por la existencia previa de defectos pequeños en el material en forma de microgrietas, o por suponer que dichas microgrietas se inician rápidamente durante los primeros ciclos de carga debido a los altos niveles de tensión que pueden provocar la geometría o ciertos defectos típicos en los materiales como son las inclusiones. En estos métodos, si la grieta inicial es lo suficientemente grande, la propagación se analiza mediante la MFEL, aplicando directamente una ley de propagación de grieta larga determinada. En cambio, si se considera que la grieta se inicia desde un defecto microestructural, diversos modelos tienen en cuenta el comportamiento de grietas cortas. Sin embargo, estos modelos no se encuentran lo suficientemente desarrollados, y algunos de ellos no funcionan correctamente bajo ciertas condiciones, o con ciertos materiales, de manera que actualmente no existe ningún método que pueda ser aplicado satisfactoriamente ante cualquier circunstancia, o que tenga completamente definidas sus condiciones de aplicabilidad. Para evitar estos problemas, en ocasiones se suele considerar que el defecto es lo suficientemente largo como para que sea correcto aplicar la MFEL o alguna modificación de ésta. El problema en este caso es que las predicciones pueden resultar demasiado conservativas, con el añadido de que no es posible determinar hasta que grado.

Otro grupo de métodos considera el proceso de fatiga como la combinación de una fase de iniciación y otra de propagación, analizando la vida como la suma de las duraciones de ambos procesos. La duración de la fase de iniciación se determina mediante el método de las deformaciones locales, a través de las curvas ϵ -N, y la de propagación mediante métodos basados en la mecánica de la fractura.

En este capítulo se describirán los modelos teóricos empleados para la estimación de la vida a fatiga del sistema de implante dental que es objeto de estudio. En el apartado 3.1 se presentará un modelo de predicción de vida multiaxial que analiza las fases de iniciación y de propagación de grieta. En el apartado 3.2 se describirá otro modelo de predicción de vida multiaxial basado en la Teoría de la Distancia Crítica.

Como podrá comprobarse en ambos apartados, el uso de dichos modelos requiere que se conozca la distribución de tensiones en el implante cuando éste se encuentra sometido a distintos niveles de carga. En el apartado 3.3 se describirá el modelo de elementos finitos empleado a tal efecto. Dicho modelo emplea una geometría generada en el software de CAD SolidWorks. Este modelo geométrico es importado desde el paquete comercial ANSYS para, una vez mallado convenientemente, realizar los cálculos necesarios para la obtención de la distribución de tensiones en el implante.

Así mismo, como podrá comprobarse en el apartado 3.1, la utilización del modelo descrito en el mismo, requiere además del conocimiento de la evolución del factor de intensidad de tensiones a lo largo del camino potencial que seguirá la grieta. En el apartado 3.4 se presentará la metodología seguida para obtener dicha evolución del factor de intensidad de tensiones así como el modelo de elementos finitos utilizado para la consecución de tal objetivo. Este modelo es similar al descrito en el apartado 3.3 con la salvedad de que incluye una grieta cuyo tamaño y forma puede variar. El análisis de las tensiones en las proximidades del frente de dicha grieta permitirá calcular el FIT. Conocida esta magnitud, como se indica en el apartado 3.1, podrá calcularse la vida de propagación hasta la rotura de una grieta cualquiera iniciada en el cuerpo del implante bajo la acción de una carga cíclica determinada.

3.1. Modelo de predicción de vida de Longitud de Iniciación Variable

Como se ha mencionado anteriormente, a la hora de estimar la vida a fatiga de un componente, en la mayoría de los casos no es posible determinar a priori si alguna de las fases del proceso de fatiga (iniciación y propagación de grieta) puede ser considerada despreciable frente a la otra. Por este motivo, se están desarrollando nuevos métodos capaces de combinar ambas fases. Estos métodos asumen que la duración del proceso de fatiga, N , es la combinación del número de ciclos necesarios para iniciar una grieta, N_i , y el número de ciclos requerido para propagar dicha grieta hasta la rotura N_p . La duración de la fase de iniciación se suele calcular utilizando el método de las deformaciones locales a través de

las curvas $\varepsilon - N$, y aplicando algún criterio de fatiga multiaxial, mientras que la vida de propagación se determina a partir de métodos basados en la Mecánica de la Fractura.

A la hora de aplicar métodos que combinan las fases de iniciación y propagación a componentes con entallas, y gradientes de tensión en general, es necesario tener en cuenta dos aspectos muy importantes. Uno de ellos es la definición de la longitud de grieta a_i que separa dichas fases. Esta longitud será considerada como la longitud inicial de grieta para el cálculo de la fase de propagación. El otro aspecto importante es la definición del punto o de la zona del espécimen dónde ha de evaluarse el parámetro de daño para determinar el número de ciclos N_i , necesarios para iniciar una grieta de longitud a_i .

En lo referente a la definición de la longitud de iniciación de grieta a_i , algunos autores proponen que la fase de iniciación termina cuando la longitud de la grieta es tal, que permite que se pueda aplicar la MFEL a su posterior propagación. Estos métodos tienen el problema de que es necesario definir a priori dicha longitud, de cuyo valor dependerá fuertemente el resultado del análisis, a partir de la geometría, del material y de los niveles de tensión. Existen propuestas, basadas en resultados experimentales, que definen dicha longitud como 1 mm para los materiales metálicos. Otras propuestas definen la longitud de iniciación como la longitud a la que la grieta deja de estar localizada en la zona de influencia de la entalla. Otros autores proponen que dicha longitud es función del parámetro de El Haddad, a_0 , que depende del factor de intensidad de tensiones umbral $\Delta K_{Ih\infty}$ y del límite de fatiga σ_{FL} del material. Finalmente, algunos autores defienden que la longitud de iniciación de grieta habrá de definirse en función del comportamiento del material durante las fases de iniciación y propagación.

Existen autores que definen una longitud inicial de grieta, a_i , lo suficientemente pequeña como para que ésta pueda ser considerada una grieta microestructuralmente o físicamente corta. En esos casos, el análisis del proceso de propagación hasta que la grieta pueda ser considerada larga es mas complejo, ya que en esas circunstancias no es posible aplicar una ley de crecimiento de tipo Paris, o cualquier otra basada en la MFEL. Hay modelos que permiten caracterizar el crecimiento de grietas cortas que tienen en cuenta el cierre de grieta, otros que consideran la microestructura del material, y otros que modifican las leyes de crecimiento de tipo Paris haciendo uso del parámetro de El Haddad.

En relación al punto o área en la que evaluar el parámetro de daño para estimar la vida de iniciación se pueden encontrar distintos enfoques en la literatura. Algunos autores proponen evaluar el parámetro de daño en la superficie del material, otros a una determinada profundidad, que puede estar relacionada con la microestructura del material, con el parámetro de El Haddad, a_0 , o con la longitud de iniciación a_i . Algunos autores defienden evaluar dicho parámetro de daño en una zona, que puede ser una distancia, un área o un volumen, normalmente relacionados también con la microestructura del material, con a_0 o a_i [22-24]. Existen otras propuestas que analizan la tensión en la superficie del material pero corrigen dicho valor para tener en cuenta el efecto del gradiente de tensión provocado por el concentrador.

Los resultados obtenidos mediante la aplicación de modelos que combinan las fases de iniciación y de propagación dependen en gran medida de la longitud de iniciación a_i , y en menor medida de la zona de evaluación del parámetro de daño. Esta es una de las principales limitaciones de estos métodos ya que no existe un consenso generalizado a la hora de definir dichos valores.

En este apartado, se describirá un modelo de predicción de vida que combina las fases de iniciación y propagación, y que tiene la particularidad de que no es necesario definir a priori la longitud de iniciación a_i , sino que este valor se obtiene como resultado de la aplicación del modelo. Para aplicar el modelo, ambas fases se analizan por separado para, posteriormente combinar los resultados de ambos análisis y obtener la vida a fatiga del espécimen bajo estudio, bajo las condiciones de carga establecidas. Este modelo, como podrá comprobarse a continuación, permitirá tener en cuenta el efecto de la concentración de tensión, así como la existencia de estados tensionales multiaxiales y cargas no proporcionales.

3.1.1. Fase de iniciación

El análisis de la fase de iniciación de grieta está basado en el trabajo de McClung et al. y requiere que, a lo largo del camino potencial de la misma y para un determinado valor de la carga, se determine la relación existente entre, una longitud de grieta cualquiera y el número de ciclos necesarios para iniciarla. Esto equivale a determinar una curva que,

como se muestra de forma esquemática en la figura 3.1, para cada valor posible de longitud de grieta, a_t , proporcione el número de ciclos necesarios para iniciarla $N_{i|a_t}$ bajo la acción de una carga concreta. Ha de entenderse que esta vida de iniciación supone el número de ciclos necesarios para, generar una microgrieta, y propagarla mediante los mecanismos de iniciación detallados en el apartado 2.2.1 hasta que alcance dicha longitud a_t .

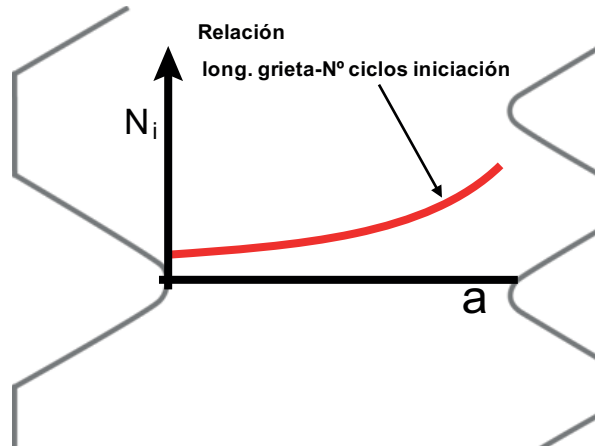


Figura 3.1: Relación entre la longitud de grieta y el nº de ciclos necesarios para iniciarla

Si, por simplicidad, se considera el caso de un espécimen sin entalla sometido a carga cíclica uniaxial, su vida total a fatiga, N , puede dividirse en dos periodos: la vida de iniciación N_i y la vida de propagación N_p . Si se conoce la curva de fatiga del material, la vida de iniciación puede obtenerse restando la vida de propagación a la vida total dada por esa curva, como se indica en la expresión

$$N_i = N - N_p \quad (3.1)$$

de forma que para una longitud de grieta cualquiera, a_t , la vida de iniciación podrá obtenerse como

$$N_{i|a_t} = N - \int_{a_t}^{a_f} \frac{da}{f(a)} \quad (3.2)$$

donde a_f es la longitud de grieta asociada a la rotura del espécimen, y $f(a)$ es la ley de propagación de grieta, que habrá de ser integrada entre las longitudes inicial y final de grieta para obtener el número de ciclos de propagación N_p . Es importante indicar que dicha ley de propagación ha de tener en cuenta la propagación de grietas pequeñas, ya que, al aplicar este modelo, la longitud inicial de grieta, a_t , puede tomar cualquier valor. Además, esta

ley de crecimiento de grieta ha de ser la misma que se emplee en el análisis de la fase de propagación que se detallará en el apartado 3.1.2.

La curva de fatiga utilizada para determinar la vida total del espécimen, N , habrá de ser aquella que esté indicada para el problema bajo estudio. Si las deformaciones son predominantemente elásticas, podrá usarse una curva S-N, mientras que si existen deformaciones plásticas importantes, habrá de utilizarse una curva de tipo $\epsilon - N$.

Sin embargo, hay que tener en cuenta que, en muchas ocasiones, los componentes mecánicos y estructurales reales suelen estar sometidos a estados de carga que pueden ser no-proporcionales y/o que pueden provocar estados tensionales multiaxiales en el material. Para tener en cuenta el efecto de, tanto la multiaxialidad del estado tensional, como la no-proporcionalidad de la carga, existen numerosas metodologías tal y como fue descrito en el apartado 2.4. El modelo que se está describiendo utiliza el criterio de Fatemi-Socie, que establece que el mecanismo de iniciación está gobernado por determinadas componentes de la tensión y deformación relativas al denominado plano crítico. Según estos autores, el plano crítico es aquel en el que la amplitud de la deformación tangencial es máxima, denominada por $\Delta\gamma_{max}$. Para evaluar el parámetro de daño por fatiga, este criterio establece que, aparte del valor de la amplitud de la deformación tangencial máxima, habrá de tenerse en cuenta la máxima tensión normal a dicho plano, σ_{max} . El valor del parámetro de daño, FS, puede obtenerse a partir de la expresión

$$FS = \frac{\Delta\gamma_{max}}{2} \left(1 + k \frac{\sigma_{max}}{\sigma_y} \right) \quad (3.3)$$

donde σ_y es el límite de fluencia del material y k es un parámetro de carácter experimental, que establece la sensibilidad de dicho material al efecto de la tensión perpendicular al plano crítico. El valor de k puede obtenerse mediante una calibración a partir de las curvas de fatiga axial y torsional del material, aunque si no se dispone de ambas curvas, también puede calcularse como el cociente entre σ_y , y el coeficiente de resistencia a fatiga de dicho material, σ'_f . Mediante la ecuación 3.3, y suponiéndose conocido el estado tensional, se puede evaluar el parámetro de daño por fatiga, FS, en cualquier punto del camino potencial de la grieta. Para caracterizar el estado tensional en el sistema bajo estudio se puede emplear, por ejemplo, un modelo de elementos finitos del mismo.

Es importante resaltar que, para poder usar la ecuación 3.2 de cara a obtener la vida de iniciación de una grieta cualquiera, es necesario expresar la curva de fatiga del material en términos del parámetro FS. Esta curva, que puede denominarse curva FS-N, permitirá obtener la vida total del espécimen, N , en función del valor de dicho parámetro.

En el caso de que el componente que esté siendo analizado contenga una entalla, es necesario realizar ciertas modificaciones al procedimiento descrito anteriormente. En esta situación las tensiones, conforme se avanza hacia el interior del material, disminuyen rápidamente desde un valor máximo en la superficie de dicho componente. Por tanto, la vida de iniciación de cualquier grieta dependerá de dónde y cómo se evalúen dichas tensiones, deformaciones, o cualquier otro parámetro de daño que se esté utilizando.

En efecto, si se considera una grieta de una longitud cualquiera, a , que se ha iniciado en el fondo de una entalla, tal y como se indica en la figura 3.2, se puede comprobar que durante el proceso de iniciación y propagación inicial hasta dicha longitud, la grieta ha estado sometida a valores del parámetro de daño muy superiores a los existentes a una profundidad equivalente a su longitud $FS(a)$. Por tanto no sería correcto tomar este último valor como referencia para calcular la vida de iniciación de dicha grieta, ya que se obtendría un valor de ésta muy superior al real. De igual forma tampoco sería correcto utilizar el valor máximo del parámetro de daño, $FS(0)$, ya que el cálculo sería demasiado conservativo.

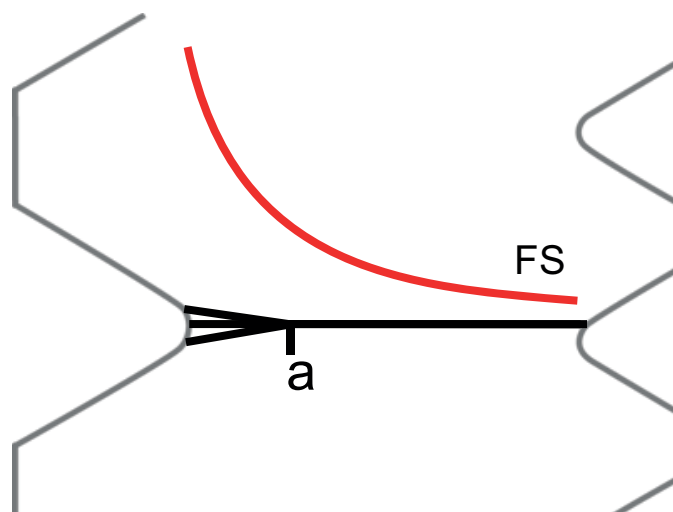


Figura 3.2: Evolución del parámetro de Fatemi-Socie en una entalla

En el apartado 2.3 se describen distintas metodologías que pueden utilizarse para tener en cuenta la existencia de entallas, y en consecuencia el efecto de la concentración de tensión asociada a las mismas, a la hora de determinar el número de ciclos necesario para iniciar una grieta de longitud cualquiera a_t . Basándose en resultados anteriores, los autores proponen utilizar, como valor de referencia para este cálculo, el valor medio del parámetro de daño obtenido entre la superficie y una profundidad igual a la longitud de grieta que se esté considerando. Mediante este enfoque se está realizando la hipótesis de que, tanto en condiciones de tensión uniforme, como ante la presencia de un gradiente de tensión, el número de ciclos necesario para iniciar una grieta de longitud a_t será el mismo, si el valor medio del parámetro de daño calculado entre la superficie y dicha longitud es el mismo en ambos casos. Obviamente esta hipótesis es una aproximación, y el error asociado a la misma será mayor cuanto mayor sea la zona en la que se está calculando el valor medio, es decir, cuanto mayor sea a_t . Además implica que, en diferentes situaciones, para un mismo valor medio de las tensiones (el parámetro de daño), la vida de iniciación obtenida será la misma.

De cara al análisis de la fase de iniciación de una grieta, y según el planteamiento realizado en los párrafos anteriores, un componente real con entalla y sometido a un estado de tensiones multiaxial, puede ser considerado como un espécimen sin entalla sometido a carga uniaxial, si el efecto de la multiaxialidad se tienen en cuenta a mediante el parámetro de Fatemi-Socie, y el efecto de la entalla a través del valor medio de dicho parámetro.

Haciendo uso del modelo propuesto, el estudio de la fase de iniciación de grieta puede realizarse mediante la utilización de las llamadas curvas de iniciación. Estas curvas permiten determinar, en función de la carga, el número de ciclos necesario para iniciar una grieta de una determinada longitud.

A continuación se describirá el procedimiento a seguir para determinar las curvas de iniciación, el cuál se muestra de manera esquemática en la figura 3.3. La obtención de las curvas de iniciación puede entenderse como una calibración del material que, en función de las propiedades del mismo y del estado tensional existente, determina cuál sería la respuesta de dicho material a la hora de iniciar y propagar hasta la rotura grietas de distintas longitudes. Esta calibración, que puede obtenerse a partir de ensayos en laboratorio de es-

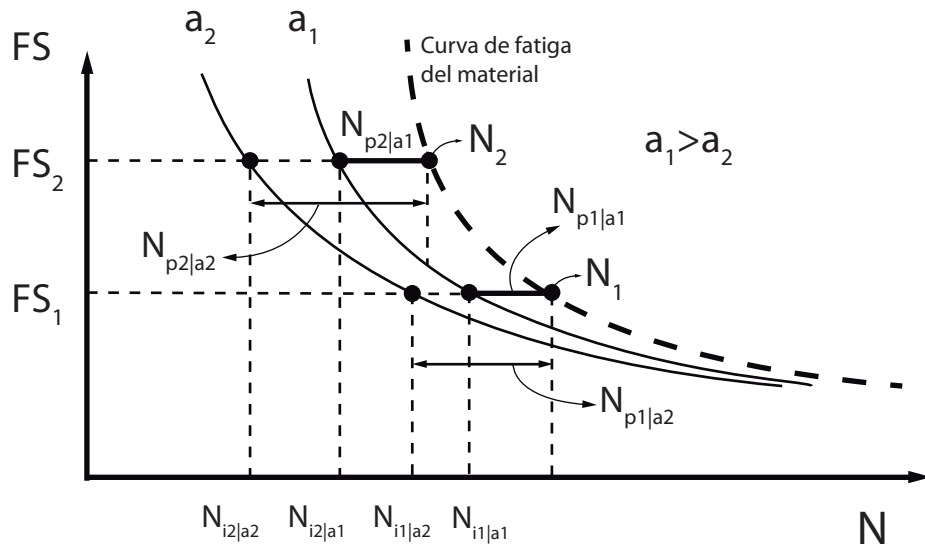


Figura 3.3: Obtención de las curvas de iniciación de grieta

pecímenes simples, será mas acertada cuanto mas parecido sea el espécimen utilizado en la misma al componente real bajo estudio.

1. En primer lugar habrá de obtenerse la curva de fatiga del material en términos del parámetro de Fatemi-Socie mediante la expresión 3.3. Esta curva, representada mediante trazos en la figura 3.3, proporciona el valor de la vida total N en función del parámetro de daño. Así mismo habrá de discretizarse el camino potencial de la grieta en el espécimen. Esto permitirá definir las distintas longitudes posibles de iniciación de grieta.
2. A continuación para un valor concreto del parámetro de daño FS_1 , se calculará la vida de propagación hasta la rotura para cada una de las longitudes de grieta que se han obtenido mediante la discretización realizada en el punto 1. Para ello habrá de integrarse la ley de crecimiento de grieta entre cada una de dichas longitudes y la correspondiente a la rotura del espécimen.
3. Para cada longitud de grieta, se restará a la vida total N_1 , la vida de propagación correspondiente $N_{p1|a1}$, $N_{p1|a2}$... De esta forma se obtendrá la vida de iniciación de cada una de ellas bajo las condiciones de carga establecidas en el punto 2, $N_{i1|a1}$,

$$N_{i1|a_2 \dots}$$

4. Las curvas de iniciación correspondientes a cada longitud de grieta pueden obtenerse repitiendo los pasos 2 y 3 para distintos valores del parámetro de daño FS.

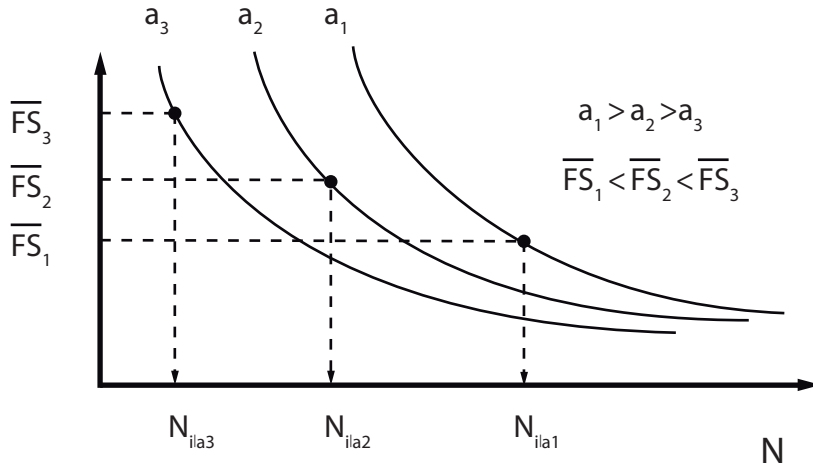


Figura 3.4: Determinación de la vida de iniciación

Una vez determinadas las curvas de iniciación relativas al material bajo estudio, éstas pueden utilizarse para determinar la vida de iniciación de grietas de distintas longitudes en el componente real analizado. Para ello es evidente que éste ha de estar fabricado en el mismo material que el utilizado para la obtención de las curvas de iniciación. A continuación se enumeran los pasos a seguir para realizar dicho cálculo y obtener la evolución de la vida de iniciación de grieta en función de la longitud de la misma en el componente real, que como se muestra en la figura 3.1, es el objetivo planteado al principio de este apartado.

1. El primer paso sería la obtención de la evolución del parámetro de Fatemi-Socie a lo largo del camino potencial de la grieta en el componente real bajo estudio. Esto puede conseguirse a partir de un modelo de elementos finitos del mismo y haciendo uso de la expresión 3.3. En este modelo habrá de identificarse y discretizarse dicho camino potencial de propagación de la grieta.
2. A continuación, para tener en cuenta el efecto de la entalla será necesario, para cada longitud de grieta, determinar el valor medio del parámetro de daño obtenido entre la superficie y la longitud de iniciación correspondiente. De esta forma, a cada longitud

de grieta estará asociado un valor distinto del parámetro de daño medio.

3. Finalmente, la vida de iniciación asociada a cada longitud de grieta, podrá obtenerse entrando en la curva de iniciación correspondiente, con el valor medio del parámetro de daño calculado en el punto anterior. Esto se muestra de forma esquemática en la figura 3.4.

3.1.2. Fase de propagación

El modelo de predicción de vida propuesto analiza de la fase de propagación mediante la aplicación de métodos basados en la mecánica de la fractura. De manera equivalente al análisis de la fase de iniciación, el objetivo es determinar a lo largo del camino potencial de la grieta, el número de ciclos necesario para propagar una grieta de cualquier longitud, hasta la rotura del componente bajo estudio. En la figura 3.5, se muestra de manera esquemática la relación buscada.

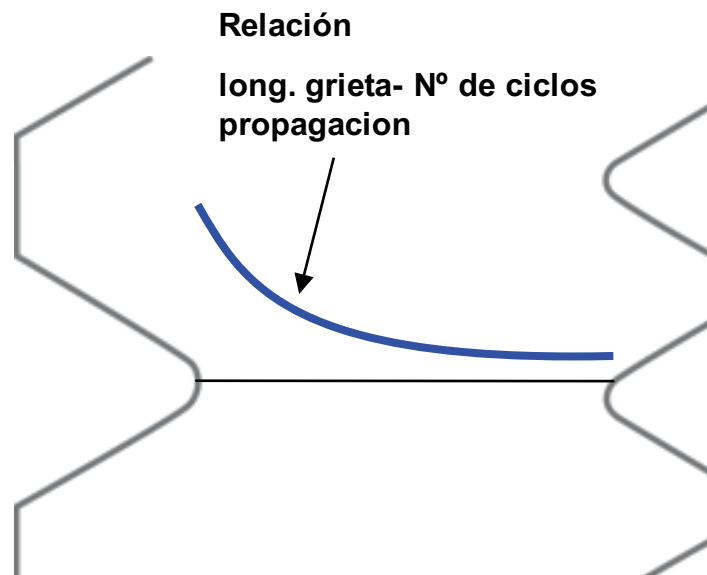


Figura 3.5: Relación entre la longitud de grieta y el n° de ciclos necesarios para propagarla hasta la rotura

El número de ciclos necesarios para propagar una grieta de una longitud a_i hasta la

rotura mediante la expresión

$$N_{p|a_i} = \int_{a_i}^{a_f} \frac{da}{f(a)} \quad (3.4)$$

donde a_f es la longitud de grieta asociada a la rotura del espécimen, y $f(a)$ es la ley de propagación de grieta, que habrá de ser integrada entre las longitudes inicial y final de la misma. Dado que la longitud inicial de la grieta puede ser muy pequeña, dicha ley de propagación ha de contemplar el crecimiento de grietas cortas. El modelo que se está describiendo utiliza la siguiente ley de crecimiento de grieta, que presenta un umbral de crecimiento modificado en función de la longitud de la grieta:

$$f(a) = C \left(\Delta K^n - \left(\Delta K_{th\infty} \left(\frac{a^f}{a^f + a_0^f - l_0^f} \right)^{1/2f} \right)^n \right) \quad (3.5)$$

donde $\Delta K_{th\infty}$ es la amplitud del factor de intensidad de tensiones umbral para el crecimiento de grietas largas, f es un parámetro cuyo valor se toma de manera general igual a 2.5, a_0 es el parámetro de El Haddad, dado por la expresión 2.18 y l_0 es la distancia media hasta la primera barrera microestructural. Si se considera que, en el material analizado, las únicas barreras microestructurales son los límites de grano, l_0 puede tomarse igual a la mitad del tamaño de grano medio. En la ecuación 2.18 el límite de fatiga ha sido evaluado a 10^6 ciclos. El factor que modifica el umbral de crecimiento de grietas largas en la expresión 3.5, proviene de una aproximación teórica del diagrama de Kitagawa-Takahashi basada en resultados experimentales.

Para poder aplicar la ecuación 3.4 es necesario conocer la evolución del factor de intensidad de tensiones, ΔK , a lo largo del camino potencial de la grieta. Dicha evolución, dependiendo de la geometría del componente analizado, podrá determinarse a partir de distintos manuales, como los indicados en el apartado 2.2.2. Si la geometría es compleja, la forma mas común de determinar la evolución de ΔK será mediante técnicas numéricas, principalmente haciendo uso del método de los elementos finitos.

3.1.3. Combinación de iniciación y propagación: Vida total

Para determinar la vida a fatiga total, el modelo descrito propone sumar las curvas calculadas durante los análisis de las fases de iniciación y propagación. El resultado de esta

operación, como se indica en la ecuación 3.6, así como en la figura 3.6, es una curva que representa la evolución de la vida total en función de la longitud de iniciación de grieta.

$$N(a) = N_i(a) + N_p(a) \quad (3.6)$$

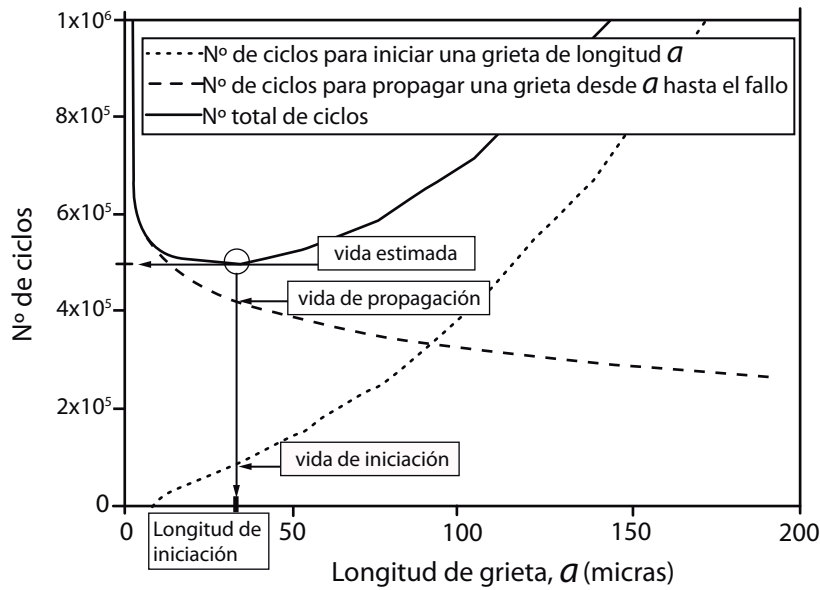


Figura 3.6: Relación entre la longitud de grieta y el nº de ciclos necesarios para propagarla hasta la rotura

En la figura 3.6 se muestra de forma esquemática un resultado obtenido aplicando el método descrito. Como puede comprobarse en dicha figura, para valores de la longitud inicial de grieta muy pequeños la vida total decrece conforme dicha longitud aumenta. El mínimo de esta curva representa la mínima vida total que puede obtenerse para cualquiera valor de a . El valor de a asociado a dicho mínimo representa la longitud de iniciación de grieta que separa las fases de iniciación y de propagación. La vida obtenida aplicando este método es el resultado mas conservativo posible y se tomará como solución del problema.

La pendiente de la curva $N_i(a_i)$, mostrada en la figura 3.6, puede interpretarse como el número de ciclos necesario para que una grieta que se está iniciando, crezca una longitud Δa , tal y como puede comprobarse en el trabajo de Socie et al. Esto es equivalente a afirmar

que su inversa es la relación existente entre el incremento que experimenta la longitud de grieta Δa cuando el número de ciclos sufre un incremento, ΔN . Tomando el límite a dichos incrementos se obtiene la siguiente relación da_i/dN_i , que representa la velocidad de crecimiento de la grieta considerando que esta avanza solamente mediante mecanismos de iniciación. Este ritmo de crecimiento disminuye a medida que aumenta la longitud inicial de la grieta.

Así mismo, en la figura 3.6 puede observarse que el valor negativo de la pendiente inversa de la curva de vida de propagación N_p puede ser interpretada como la velocidad de crecimiento de la grieta mediante mecanismos de propagación basados en la mecánica de la fractura, $-da_i/dN_p$. Este ritmo de crecimiento aumenta a medida que la longitud inicial de la grieta aumenta.

Si la vida total se representa como la suma de las curvas de vida de iniciación y de propagación, tal y como se indica en la expresión 3.6, el mínimo de la curva de vida total representa el punto donde se igualan los ritmos de crecimiento mencionados en el párrafo anterior, es decir, $da_i/dN_i = -da_i/dN_p$. Esto permite interpretar que en el modelo propuesto existen dos formas de calcular el ritmo de crecimiento de la grieta cuando ésta se encuentra cerca del punto de iniciación: una de ellas es mediante sucesivas iniciaciones, haciendo cada vez mayor la grieta inicial, y otra es basada en la mecánica de la fractura. La grieta se inicia y crece inicialmente a partir del primer mecanismo de crecimiento, que la hace crecer más rápido. Cuando la longitud de la grieta es tal, que los ritmos de crecimiento obtenidos mediante ambos mecanismos se igualan, ésta tiende a crecer siguiendo las leyes de propagación de la mecánica de la fractura, que, en este caso hacen que crezca más rápido. De esta forma se consigue que la grieta se inicie y crezca hasta la rotura siguiendo la ley que la hace crecer más rápido y como consecuencia, produce una vida a fatiga que es la menor posible.

3.2. Modelo de predicción de vida basado en la Teoría de la Distancia Crítica

En este apartado se presentará un modelo de predicción de vida multiaxial [27] para componentes mecánicos con entalla basado en la Teoría de la Distancia Crítica (TDC). La TDC permite estimar el daño por fatiga en presencia de concentradores de tensión cuando se conoce el campo lineal-elástico de tensiones que actúa en la zona del material afectada por dicha concentración. El carácter multiaxial de dicho estado tensional será tenido en cuenta mediante el Método de la Curva de Wohler Modificada (MCWM). La combinación de ambas metodologías resulta en un modelo de predicción de vida que será aplicado al sistema de implantes dentales para estimar su vida a fatiga y cuyos resultados serán comparados con los resultados experimentales del ensayo de dicho sistema de implantes en el capítulo 5. A continuación, en las siguientes secciones, se describirán por separado los fundamentos de la TDC y del MCMW y, finalmente, se detallará como combinar ambos procedimientos para estimar la vida a fatiga de sistemas mecánicos con entallas sometidos a estados de carga que generan estados tensionales multiaxiales.

3.2.1. Fundamentos de la TDC aplicada a entallas

La TDC supone que el daño por fatiga en presencia de concentración de tensión ha de estimarse usando una magnitud que sea representativa del estado tensional (lineal y elástico) que actúa en la zona donde potencialmente se iniciará la grieta. En concreto en un espécimen con entalla, el límite de fatiga se obtiene cuando dicha zona se ve afectada por cierta tensión efectiva $\Delta\sigma_{eff}$ igual al límite de fatiga del material sin entalla $\Delta\sigma_0$, es decir:

$$\Delta\sigma_{eff} = \Delta\sigma_0$$

La tensión efectiva mencionada anteriormente puede calcularse de diferentes formas, para ello han de definirse convenientemente una distancia crítica y un contorno de integración apropiado. Independientemente de la definición adoptada para esta $\Delta\sigma_{eff}$, la mayoría de las formalizaciones modernas de la TDC coinciden en que la distancia crítica es una

propiedad del material que ha de calcularse como [23][51][30]:

$$L = \frac{1}{\pi} \left(\frac{\Delta K_{th}}{\Delta \sigma_0} \right)^2 \quad (3.7)$$

donde ΔK_{th} es la amplitud del umbral del factor de intensidad de tensiones y $\Delta \sigma_0$ es el límite de fatiga del material sin entalla (ambos calculados bajo el mismo coeficiente de asimetría de carga R que el componente bajo estudio). L depende de dos propiedades del material y es, por tanto, otra propiedad del mismo diferente para distintos valores de R .

Como se ha mencionado anteriormente, la TDC puede aplicarse de distintas formas dependiendo del dominio de integración empleado para el cálculo de la amplitud de la tensión efectiva. De manera que, si $\Delta \sigma_{eff}$ se calcula a una determinada distancia del punto de máxima tensión provocada por la entalla, se estaría aplicando el denominado Método del Punto. De esta forma, tal y como se muestra de manera esquemática en la figura 3.7, en un espécimen con una entalla, el límite de fatiga se alcanzará cuando la tensión efectiva evaluada a una distancia igual a la mitad de la distancia crítica iguale al límite de fatiga del material [23][30].

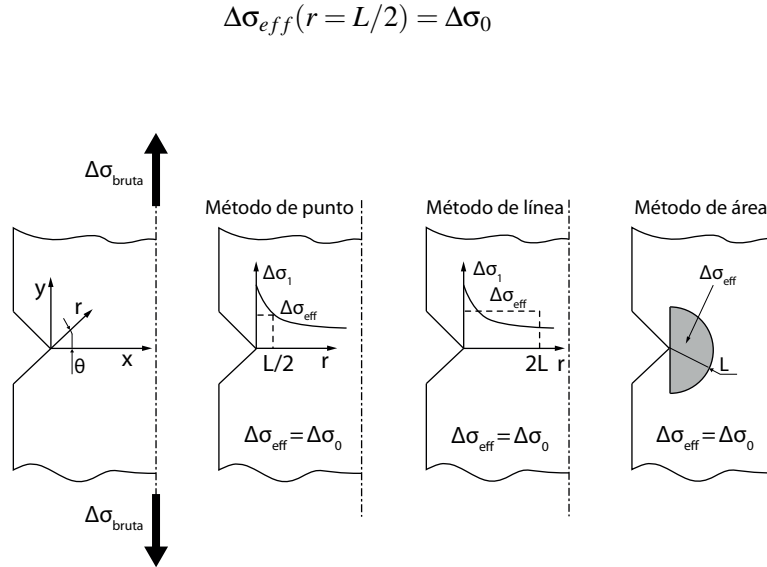


Figura 3.7: Distintas formalizaciones de la TDC

Si en lugar de evaluarse la tensión a una determinada distancia del fondo de la entalla, se utiliza un valor medio de la misma calculado mediante integración a lo largo de una línea

de longitud $2L$, se el método aplicado se conoce como Método de la Línea. Si este valor medio se calcula integrando la tensión sobre un área semicircular de radio L centrada en el fondo de la entalla se obtendría el Método del Área. De forma similar, si dicha integración se realiza sobre una semiesfera de radio $1.54L$ se estaría aplicando el llamado Método del Volumen[52].

La TDC puede utilizarse no solo para obtener el límite de fatiga de componentes entallados, sino que puede adaptarse para predecir la vida finita a fatiga de dichos componentes cuando se encuentran sometidos a carga cíclica [53]. Para ello se establece la hipótesis de que la distancia crítica L varía cuando el número de ciclos hasta la rotura N_f disminuye, es decir, la vida a fatiga de componentes entallados puede estimarse si se conoce una relación entre L y N_f .

De acuerdo con las características de la TDC, la relación entre L y N_f será una propiedad diferente para distintos materiales y diferentes valores de R . Dado que el comportamiento a fatiga de los materiales utilizados comúnmente en la ingeniería puede ser descrito mediante una ley potencial (como por ejemplo la curva S-N), es lógico suponer que la relación entre L y N_f siga una ley de este tipo:

$$L(N_f) = AN_f^B \quad (3.8)$$

donde A y B son constantes dependientes del material que pueden obtenerse de manera experimental. En concreto, como se mostrará a continuación, A y B pueden obtenerse a partir de dos curvas de calibración: la curva de fatiga uniaxial del material y la curva de fatiga uniaxial de material con entalla, ambas obtenidas en las mismas condiciones de carga (misma R).

En efecto, utilizándose el Método del Punto y según se muestra de forma esquemática en la figura 3.8, para un valor concreto de $N_f = N_{f,k}$, se puede determinar la distancia a partir del fondo de la entalla a la que la tensión principal máxima iguala a la tensión que sería necesario aplicar a un espécimen sin entalla para que la rotura se produzca a un número de ciclos igual a $N_{f,k}$. Si se realiza este cálculo para dos valores distintos de $N_{f,k}$ ($N_{f,1}$ y $N_{f,2}$),

A y B pueden calcularse como:

$$\left[\begin{array}{l} L_1 = AN_{f,1}^B \\ L_2 = AN_{f,2}^B \end{array} \right] \frac{L_1}{L_2} = \left(\frac{N_{f,1}}{N_{f,2}} \right)^B \rightarrow B = \frac{\log(L_1/L_2)}{\log(N_{f,1}/N_{f,2})}$$

$$A = L_1 N_{f,1}^{-B} = L_2 N_{f,2}^{-B}$$

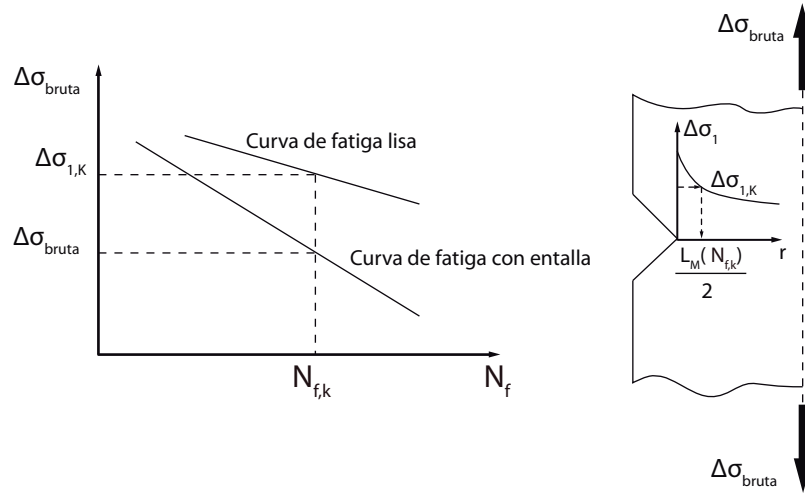


Figura 3.8: Determinación de la distancia crítica mediante calibración con dos curvas de fatiga

Una vez conocidos A y B, se puede utilizar un procedimiento iterativo para calcular la vida a fatiga de un componente con cualquier tipo de entalla, siempre que esté fabricado con el mismo material utilizado para determinar A y B. Una idea de dicho procedimiento se muestra en la figura 3.9 y consiste en, para un valor concreto de la tensión remota :

1. Suponer un n° de ciclos hasta la rotura $N_{f,i}$.
2. Obtener la distancia crítica correspondiente a dicho n° de ciclos L_i mediante la ecuación 3.8.
3. Determinar el valor local de la máxima tensión principal $\Delta\sigma_{1,i}$ a una distancia del fondo de la entalla igual a $\frac{L_i}{2}$. Para ello habrá de caracterizarse el estado tensional en la zona de la entalla, por ejemplo a través de un análisis de elementos finitos del componente.
4. Con este valor de la tensión $\Delta\sigma_{1,i}$ y a partir de la curva SN del material sin entalla,

se puede recalcular el nº de ciclos hasta la rotura como $N_{f,j}$:

$$N_{f,j} = N_0 \left(\frac{\Delta\sigma_0}{\Delta\sigma_{1,i}} \right)^b \quad (3.9)$$

5. Si el valor obtenido $N_{f,j}$ no es igual al supuesto inicialmente $N_{f,i}$ será necesario repetir el proceso, imponiendo $N_{f,i} = N_{f,j}$ hasta alcanzar el nivel de convergencia deseado.

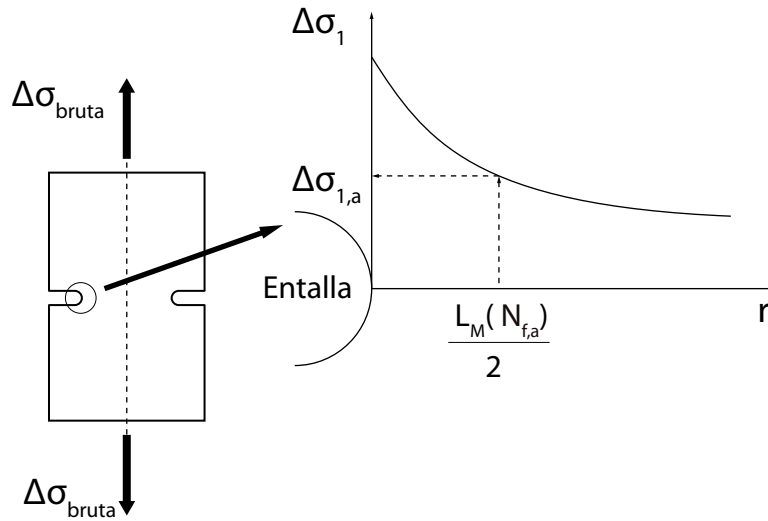


Figura 3.9: Uso de la TDC para estimar la vida de componentes con entalla

Merece la pena comentar que, aunque se ha empleado el Método del Punto para describir este procedimiento de estimación de vida, siguiendo estrategias similares podría haberse empleado cualquiera de los métodos mencionados anteriormente.

Finalmente es importante resaltar que el planteamiento expuesto en los párrafos anteriores es válido para estimar la vida a fatiga de componentes con entalla sometidos a cargas cíclicas uniaxiales. Sin embargo, los elementos mecánicos y estructurales reales suelen estar sometidos a cargas que generan estados tensionales multiaxiales. En el siguiente apartado se describe un método que permite caracterizar la vida a fatiga teniendo en cuenta la multiaxialidad del estado tensional existente.

3.2.2. El MCWM: estimación de la vida a fatiga en presencia de multiaxialidad

El Método de la Curva de Wohler Modificada (MCWM) [27] permite tener en cuenta el efecto de la multiaxialidad del estado tensional a la hora de caracterizar el comportamiento a fatiga de componentes mecánicos. Este método toma como punto de partida la idea de que el daño por fatiga en materiales homogéneos e isotrópicos puede estimarse modelando tanto la iniciación como la propagación inicial de micro/meso grietas en el material. El comportamiento a fatiga de materiales con grietas puede estudiarse a tres niveles distintos: micro meso y macroscópico [54]. En concreto, una micro-grieta se localiza en el interior de un solo grano, una meso-grieta abarca varios granos y una macro-grieta es aquella que cubre un número elevado de granos en el material.

Desde un punto de vista formal [55][56], para modelar correctamente el comportamiento de una micro/meso grieta, habría que tener en cuenta la morfología real de la microestructura del material así como el comportamiento elasto-plástico de los granos. Sin embargo, tener en cuenta estos aspectos sería una tarea demasiado compleja como para que pudiera ser utilizada en situaciones de interés práctico. Por este motivo han de establecerse hipótesis simplificadoras como son suponer que el comportamiento de los materiales metálicos convencionales es lineal, elástico, homogéneo e isotrópico.

Teniendo en cuenta las limitaciones expuestas en el párrafo anterior, el MCWM se basa en un modelo de daño por fatiga que pretende describir la iniciación y la propagación inicial de micro/meso grietas empleando para ello las tensiones macroscópicas obtenidas a partir de los conceptos de la Mecánica de Medios Continuos.

El MCWM asume que en el régimen de fatiga a medio/alto número de ciclos, tanto la iniciación como el crecimiento inicial de micro/meso grietas depende de la tensión tangencial que actúa sobre los granos situados en la zona de iniciación de dichas grietas [35][57]. La validez de esta hipótesis se fundamenta, como se explicó en el apartado 2.2.1, en las evidencias experimentales de que la formación de bandas de deslizamiento persistentes está relacionada con la existencia de esfuerzos tangenciales de carácter cíclico.

En concreto, es la amplitud de la tensión tangencial τ_a la que controla el mecanismo de

iniciación de grietas, ya que se ha comprobado experimentalmente [40][58] que el efecto de la tensión tangencial media es despreciable desde el punto de vista del diseño a fatiga. Teniendo en cuenta esto, es lógico suponer que, de entre los infinitos planos que pasan por el punto dónde potencialmente se iniciará la grieta, el máximo daño por fatiga ocurrirá en el plano dónde la amplitud de la tensión tangencial alcance su máximo valor. Será por tanto en este plano, denominado plano crítico, donde se inicie la grieta. Así mismo hay que tener en cuenta, que tanto la iniciación como la propagación de una grieta se ven influenciadas por el valor de la tensión normal al plano crítico [36]. En concreto, una tensión normal de tracción separa las caras de la grieta favoreciendo su crecimiento, mientras que una tensión normal de compresión reduce el ritmo de crecimiento de ésta dado que hace que aumente la fricción entre sus caras. De acuerdo con este razonamiento, se puede suponer que el efecto de la tensión media sobre el daño a fatiga puede ser tenido en cuenta a través del valor de la tensión máxima perpendicular al plano crítico $\sigma_{n,max}$ [43].

De acuerdo con lo expuesto en los párrafos anteriores, para llevar a cabo el diseño a fatiga de componentes mecánicos utilizando el enfoque clásico del plano crítico habrán de tenerse en cuenta tanto la máxima amplitud de la tensión tangencial τ_a , como la tensión máxima perpendicular a dicho plano $\sigma_{n,max}$ [44][45]. Para determinar el plano crítico es importante destacar que a partir del estado tensional en un punto, siempre pueden obtenerse dos o mas planos donde τ_a es máxima. De entre todos estos planos, el plano crítico será aquel donde la tensión normal alcance su valor máximo, ya que será en éste donde el daño por fatiga será mayor.

El MCWM tiene en cuenta la multiaxialidad del estado tensional existente en el punto de iniciación de la grieta mediante el parámetro ρ :

$$\rho = \frac{\sigma_{n,max}}{\tau_a} \quad (3.10)$$

La principal característica de este parámetro es que tienen en cuenta tanto la presencia de cargas estáticas superpuestas como la existencia de cargas no-proporcionales (fuera de fase).

Sin embargo, ante la evidencia experimental de que no todos los materiales presentan la misma sensibilidad ante el valor medio de la tensión [59], y para tener en cuenta este

hecho, el grado de multiaxialidad dado por la ecuación 3.10 puede redefinirse como

$$\rho_{eff} = \frac{m\sigma_{n,m}}{\tau_a} + \frac{\sigma_{n,a}}{\tau_a} \quad (3.11)$$

donde $\sigma_{n,m}$ y $\sigma_{n,a}$ son respectivamente el valor medio y la amplitud de la tensión perpendicular al plano crítico y m es el denominado índice de sensibilidad a la tensión media, una propiedad del material que puede ser determinada experimentalmente.

Merece la pena destacar que la distinta sensibilidad de distintos materiales al efecto de la tensión media parece estar asociada a la existencia de un valor umbral de dicha tensión; valor a partir del cual, un incremento de la misma no supone un aumento del daño por fatiga. Desde un punto de vista físico, este fenómeno parece estar relacionado con el hecho de que para valores de la tensión media perpendicular al plano crítico inferiores al umbral existe cierta fricción entre las caras de la grieta, que ralentiza el crecimiento de la misma y que desaparece al superarse el valor de dicho umbral. De esta forma, m es un parámetro que varía entre 0 y 1 y que permite determinar que fracción de la tensión media normal al plano crítico separa de manera efectiva las caras de la micro/meso grieta, favoreciendo el crecimiento de la misma. Cuando m vale 0 el material es insensible a la presencia de cargas estáticas superpuestas y cuando vale 1 el material es totalmente sensible a la existencia de dichas cargas.

Recapitulando, según la definición de la ecuación 3.11 y tal y como se muestra en la figura 3.10, el daño por fatiga puede modelarse a través del MCWM si son conocidas tres magnitudes:

- El fenómeno de iniciación y propagación de micro/meso grietas depende de la amplitud de la tensión tangencial máxima τ_a .
- La influencia de la tensión cíclica perpendicular al plano de la micro/meso grieta es función de la amplitud de la tensión normal al plano crítico $\sigma_{n,a}$.
- La parte de la tensión media perpendicular al plano crítico que separa de manera efectiva las caras de la micro/meso grieta es igual a $m\sigma_{n,m}$.

Para finalizar, y una vez explicada la forma en que el MCWM tiene en cuenta la existencia de cargas no-proporcionales y de estados tensionales multiaxiales, resulta interesante

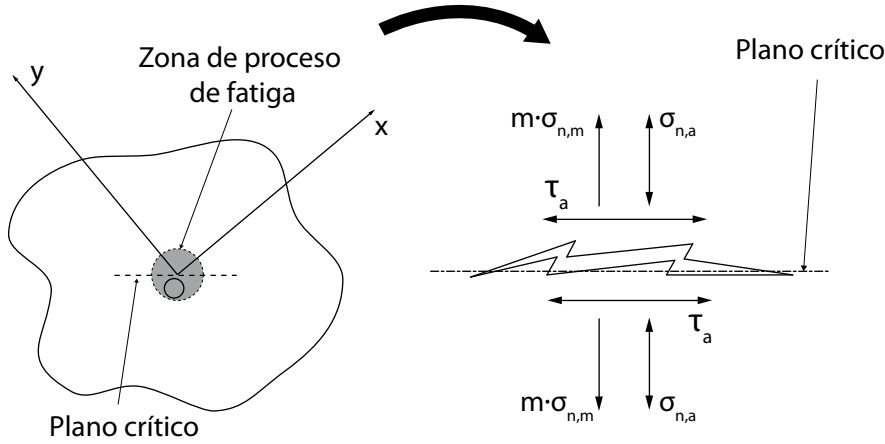


Figura 3.10: Modelo de daño por fatiga empleado en el MCWM

describir la forma de aplicar este método para estimar la vida a fatiga. En la figura 3.11 se muestra de manera esquemática la forma de usar el MCMW.

La idea es obtener una curva de Wohler del material modificada en términos de la amplitud de la tensión tangencial (curva $\tau_a - N$), de manera que una vez conocido el estado tensional en el punto de iniciación de la grieta y entrando en dicha curva con el valor de τ_a , se obtenga directamente el valor del número de ciclos hasta la rotura N_f . Para ello, existen estudios experimentales que sugieren que puede establecerse una dependencia lineal de la pendiente de dicha curva, así como del límite de fatiga de la misma con el grado de multiaxialidad ρ_{eff} del estado tensional:

$$k_\tau(\rho_{eff}) = a\rho_{eff} + b \quad (3.12)$$

$$\tau_{A,Ref}(\rho_{eff}) = \alpha\rho_{eff} + \beta \quad (3.13)$$

donde a , b , α y β son constantes que dependen del material y que, como se comprobará más adelante, pueden determinarse experimentalmente a partir de dos curvas de calibración. Suponiendo conocidas $k_\tau(\rho_{eff})$ y $\tau_{A,Ref}(\rho_{eff})$ la vida estimada del espécimen bajo estudio puede obtenerse como:

$$N_{f,e} = N_0 \left(\frac{\tau_{A,Ref}}{\tau_a} \right)^{k_\tau} \quad (3.14)$$

A continuación, en el siguiente apartado, se describirá la forma de combinar la TDC y el MCWM para estimar la vida a fatiga de componentes mecánicos con entallas en presencia

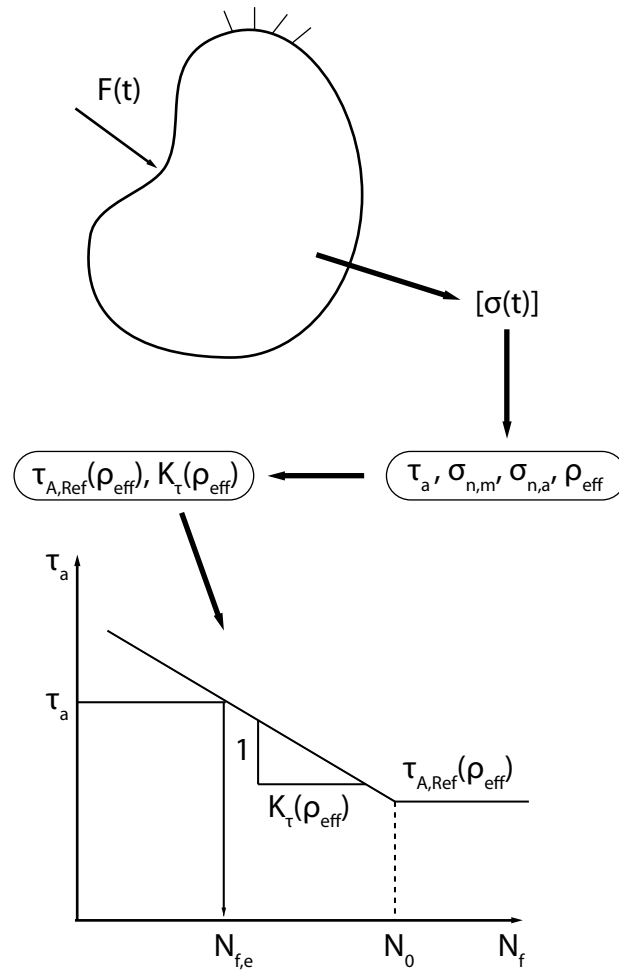


Figura 3.11: Aplicación del MCWM

de estados tensionales multiaxiales.

3.2.3. Combinación de TDC y MCWM para estimación de vida a fatiga en entallas multiaxiales

La combinación de la TCD y el MCWM pretende conformar un procedimiento eficiente desde el punto de vista práctico para diseñar elementos mecánicos reales a fatiga cuando existe concentración de tensión y cargas, tanto proporcionales como no proporcionales, que provocan estados tensionales multiaxiales. Por un lado, la TDC permite tener

en cuenta el efecto de la escala y de dicha concentración de tensión, mientras que por otro lado, el MCWM considera la influencia de la multiaxialidad de las tensiones y de la no-proporcionalidad de la carga durante el proceso de fatiga.

En primer lugar, para aplicar este procedimiento combinado hay que tener en cuenta que ambas metodologías han de ser correctamente calibradas en función del material del componente bajo estudio, tal y como se indica en los apartados 3.2.1 y 3.2.2.

- Por un lado, la TDC, que por simplicidad será formalizada a través del Método del Punto, será calibrada mediante las curvas de fatiga uniaxiales del material con y sin entalla, lo que permitirá la relación existente entre el número de ciclos hasta la rotura N_f y la distancia crítica L a través de la expresión 3.8.
- Por otro lado, el MCWM necesita ser calibrado para conocer las constantes a, b, α y β de las ecuaciones 3.12 y 3.13. Estas ecuaciones establecen la relación lineal entre la pendiente k_τ y el límite de fatiga $\tau_{A,Ref}$ de la curva de Wohler modificada en términos de la amplitud de la tensión tangencial τ_a , y el grado de multiaxialidad del estado tensional p_{eff} . Para la obtención de estas constantes se usarán como curvas de calibración las curvas de fatiga uniaxial y torsional pura del material, ambas obtenidas para un coeficiente de asimetría de la carga $R=-1$.

Una vez calibrados el Método del Punto y el MCWM, el uso combinado de los mismos para estimar la vida a fatiga se realiza como se indica de manera esquemática en la figura 3.12.

1. En primer lugar, será necesario identificar en el componente bajo estudio el punto de iniciación de la grieta, que coincidirá con el punto de máxima concentración de tensión provocada por la entalla. Partiendo de este punto y siguiendo una línea recta perpendicular a la superficie de dicho componente, se establecerá el camino potencial de la grieta que será descrito por la coordenada r .
2. A lo largo del camino potencial de la grieta habrá de determinarse el estado tensional; normalmente esto se conseguirá mediante un análisis elástico lineal a partir de un modelo de elementos finitos del sistema bajo estudio. A partir del estado tensional podrá determinarse la evolución del plano crítico a lo largo del camino de la grieta

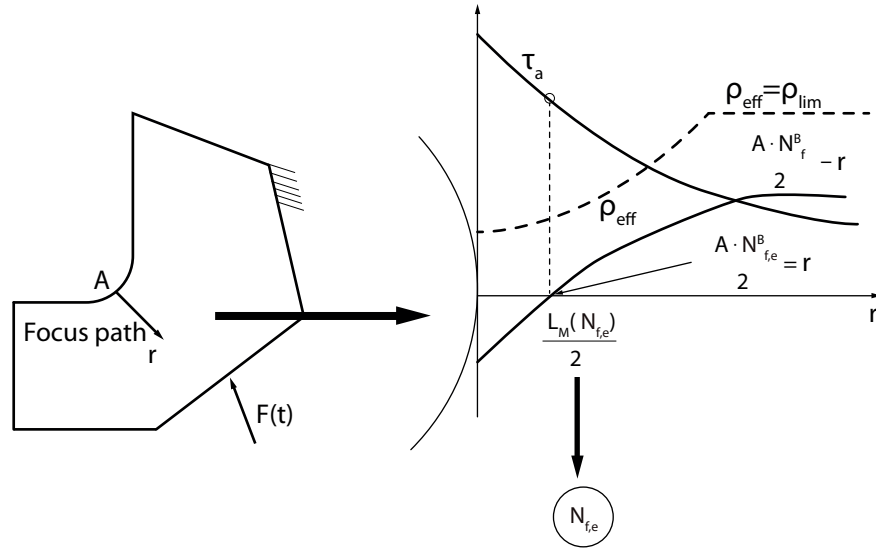


Figura 3.12: Aplicación combinada de la TDC y el MCWM para estimación de la vida a fatiga

y las distintas componentes de la tensión tangencial y perpendicular a dicho plano $\tau_a(r)$, $\sigma_{n,m}(r)$ y $\sigma_{n,a}(r)$.

3. A partir de las componentes de la tensión calculadas en el punto anterior, y utilizando la expresión 3.11, se determinará el grado de multiaxialidad del estado tensional $\rho_{eff}(r)$ en cada punto perteneciente al camino potencial de la grieta. Para cada valor de $\rho_{eff}(r)$ se podrá establecer una curva de Wöhler modificada (curva $\tau_a - N$), calculándose para ello en cada punto los valores de $k_\tau(\rho_{eff})$ y $\tau_{A,Ref}(\rho_{eff})$ mediante las ecuaciones 3.12 y 3.13 respectivamente. Las curvas de Wöhler modificadas permitirán determinar en cada punto del camino de la grieta, y en función de la amplitud de la tensión tangencial $\tau_a(r)$, el número de ciclos hasta la rotura $N_f(r)$
4. Utilizando la ecuación 3.8 se calculará una distancia crítica $L(r)$ asociada a cada punto del camino de propagación de la grieta. Según el Método del Punto, para estimar la vida a fatiga en una entalla, las tensiones han de evaluarse a una distancia del fondo de la misma igual a $L/2$, es decir $r = L/2$, por tanto

$$r = \frac{L(r)}{2} = \frac{A N_f^B(r)}{2}$$

$$\frac{AN_f^B(r)}{2} - r = 0 \quad (3.15)$$

Determinándose el valor de r que satisface la expresión 3.15 se obtendrá el punto del camino de la grieta en el que ha de evaluarse la vida a fatiga para obtener la vida del componente analizado, bajo las condiciones de carga establecidas.

3.3. Modelo FEM para cálculo de tensiones

En este apartado se describirá detalladamente el modelo de elementos finitos que se ha desarrollado para caracterizar el estado tensional en el implante. Conocer dicho estado tensional es imprescindible de cara a estimar la vida a fatiga del implante mediante la aplicación de los modelos de predicción presentados en los apartados 3.1 y 3.2. Este modelo ha sido realizado en el software comercial de elementos finitos ANSYS Workbench a partir de una geometría generada en el software comercial de CAD Solidworks.

Así mismo, en este trabajo, la vida estimada se comparará con los resultados experimentales obtenidos al ensayar el implante según la norma ISO 14801. Por este motivo, el modelo FEM descrito en este apartado, habrá de ser capaz de simular correctamente, no solo la geometría del implante y de sus componentes, sino también las condiciones de ensayo impuestas por dicha norma. En el capítulo 4 se describen las principales características de esta norma y la forma en que ha sido aplicada durante el ensayo de los implantes.

A la hora de llevar a cabo un análisis de EF existen distintos aspectos que hay que tener en cuenta de cara a la fiabilidad de los resultados obtenidos del mismo. En primer lugar es imprescindible fijar los objetivos que se persiguen con dicho análisis, que pueden ser, por ejemplo, obtener la máxima tensión de Von Misses en una determinada zona de un componente, de cara a determinar si será capaz de soportar su carga de servicio, o calcular las frecuencias de resonancia de un mecanismo para saber si, durante su funcionamiento puede entrar en resonancia y puede ocurrir el fallo prematuro del mismo... Fijar los objetivos permitirá determinar el tipo de análisis a realizar, como puede ser estático, dinámico, térmico... y los componentes o zonas clave del sistema que se va a analizar. Estos últimos habrán de recibir una especial atención a la hora de elaborar el modelo.

Existen otros aspectos a destacar a la hora de realizar un análisis FEM como son: el correcto modelado de la geometría del sistema a analizar, la calidad de la malla empleada, la correcta aplicación de las cargas y de las condiciones de contorno, así como la adecuada configuración de dicho análisis, especialmente en lo relativo a la asignación de las propiedades mecánicas y el tipo de comportamiento de los materiales que componen el sistema y la elección del tipo o tipos de elementos mediante los cuales se realizará el modelo. Finalmente será necesario verificar los resultados obtenidos del análisis, para lo cual habrán de realizarse ciertas comprobaciones como pueden ser determinar si las cargas están equilibradas con las reacciones, si existen movimientos relativos entre partes que debieran estar unidas solidariamente, así como verificar la continuidad de la malla y la convergencia de los resultados en función del número de elementos empleado en el modelo.

El modelo que se describirá en este apartado se utilizará para estimar la vida a fatiga de un sistema de implante dental. En concreto, para poder aplicar los dos modelos de predicción de vida presentados en los apartados 3.1 y 3.2, es necesario conocer el estado de tensiones y deformaciones a lo largo del camino potencial que seguirá la grieta que provocará la rotura del implante. Este será, por tanto, el objetivo que se persigue con el análisis del modelo de elementos finitos. Para cumplir el objetivo planteado en el párrafo anterior, habrá de realizarse un análisis estático del implante, en el que previamente habrá de identificarse dicho camino potencial de la grieta.

En la figura 3.13 se muestra la geometría del sistema de implante así como las condiciones de carga y de sujeción impuestas durante el ensayo del mismo. En dicha figura se señala la zona en la que se considera mas probable que se inicie la grieta. Dicha zona se considera favorable para la iniciación por dos motivos: Es ahí donde el momento flector provocado por la carga será máximo y por tanto donde, de manera global, se alcanzarán las tensiones máximas. Por otra parte, en dicha zona existe una alta concentración de tensión provocada por el roscado exterior del cuerpo del implante que actúa como entalla. La presencia de una entalla, como se ha mencionado en el apartado 2.3, favorece los mecanismos que provocan la iniciación de grietas en un material.

En concreto, de cara al análisis que se va a realizar, y como se muestra en la figura 3.14, se supondrá que la grieta se iniciará en el fondo de la rosca exterior del cuerpo del implante

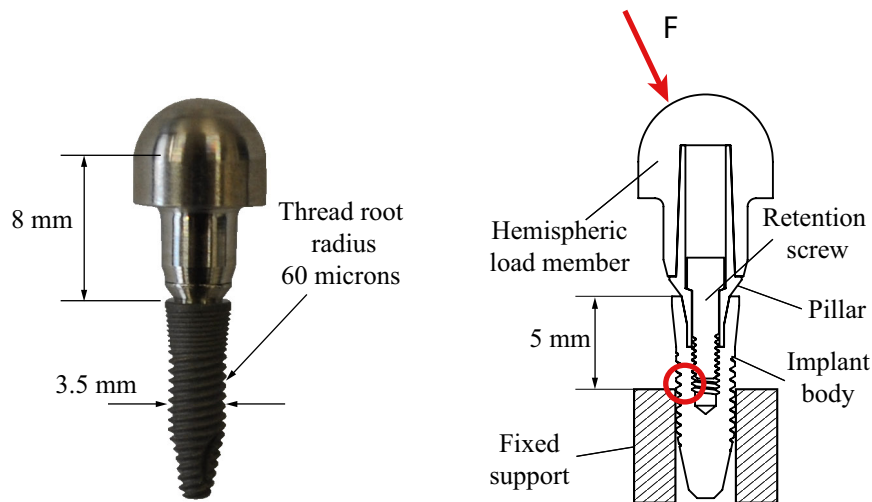


Figura 3.13: Geometría del implante y zona preferente de iniciación de grieta

y se propagará hacia el interior del mismo siguiendo una línea recta que será perpendicular, tanto a la superficie de iniciación como al eje de dicho implante. Es importante destacar que, de cara al cálculo del estado tensional en el camino de la grieta no es necesario considerar la forma de ésta, y que se está suponiendo que el vértice de la misma seguirá este camino mientras se propaga.

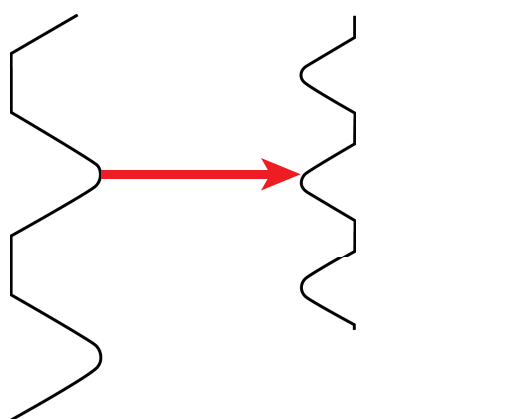


Figura 3.14: Punto de iniciación y zona de propagación de la grieta

El volumen del material que rodea la zona de iniciación y propagación de la grieta es la zona de interés del modelo, y en ella, habrá de prestarse especial atención a la hora de modelar la geometría del sistema y de conformar la malla de elementos finitos.

Una vez establecido el objetivo que se persigue mediante el análisis que se va a realizar a este modelo, y la zona de interés del mismo, se describirá el modelo de la geometría que se ha realizado.

3.3.1. Modelo geométrico del sistema de implante dental

El sistema de implante dental está formado por tres componentes: El cuerpo del implante dental, que es la parte del sistema que se inserta en la mandíbula, el pilar, que es el elemento dónde será cementada la prótesis dental y el tornillo de retención, que se encarga de asegurar la unión solidaria entre los dos anteriores mediante un par de apriete determinado. Adicionalmente, para el ensayo a fatiga del sistema, la norma ISO 14801 establece que la aplicación de la carga habrá de realizarse a través del denominado miembro hemisférico de carga, que será cementado al pilar durante la fase de preparación de las muestras para los ensayos. En la figura 3.15 se muestra la geometría de los cuatro componentes que conforman el sistema que será modelado mediante elementos finitos.



Figura 3.15: Componentes del modelo de EF

El modelo geométrico ha sido realizado en Solidworks a partir de los planos de fabri-

cación de los componentes del sistema de implante dental. Estos planos han sido proporcionados por el fabricante de dicho sistema. Es importante destacar, que durante la fase de modelado geométrico, han de eliminarse aquellos aspectos de la geometría que no sean relevantes de cara a los objetivos que se persiguen mediante el análisis. Esto permitirá que el modelo obtenido sea mas eficiente desde un punto de vista computacional, ya que se puede reducir considerablemente el número de elementos de dicho modelo. Sin embargo, este proceso de "limpieza" de la geometría no puede realizarse de una manera arbitraria y ha de justificarse y comprobarse que realmente, las características de dicha geometría eliminadas, no influyen de una forma considerable en los resultados obtenidos. Como norma general, habrá de prestarse especial atención a pequeños detalles de la geometría, como por ejemplo radios de acuerdo, redondeos, ranuras y zonas roscadas, alejados de la zona de interés del modelo, ya que suelen concentrar una alta densidad de elementos, que en este caso será innecesaria.

En la figura 3.16, se muestra el plano de fabricación del cuerpo del implante, en el que se han omitido ciertas cotas que son irrelevantes de cara a la descripción que se está realizando. También puede observarse una imagen del modelo realizado del mismo. Si se comparan ambas figuras, se puede comprobar que en el modelo se han eliminado ciertas características del implante real, como por ejemplo la microrrosca existente en el cuello del mismo. Se ha comprobado que dicha microrrosca, cuyo objetivo es mejorar las características de osteointegración del implante, produce una concentración de tensión en la superficie donde se encuentra, y que se extiende hasta una profundidad muy pequeña hacia el interior del mismo. Sin embargo dicha concentración no afecta a las tensiones inducidas en la zona de interés, que se encuentra varios milímetros por debajo. Incluir dicha microrrosca en el modelo supondría duplicar el número de elementos existentes en el mismo, lo cual no tiene sentido desde el punto de vista de este estudio.

En la figura 3.17 se muestran los planos de fabricación y el modelo realizado del pilar. En la figura se puede observar que el saliente de hexagonal ha sido sustituido por un saliente cilíndrico. De igual forma se ha procedido con el entrante análogo del cuerpo del implante, como puede comprobarse en la figura 3.17. La misión de esta geometría hexagonal es impedir la rotación entre ambos componentes, y se ha comprobado que mantener

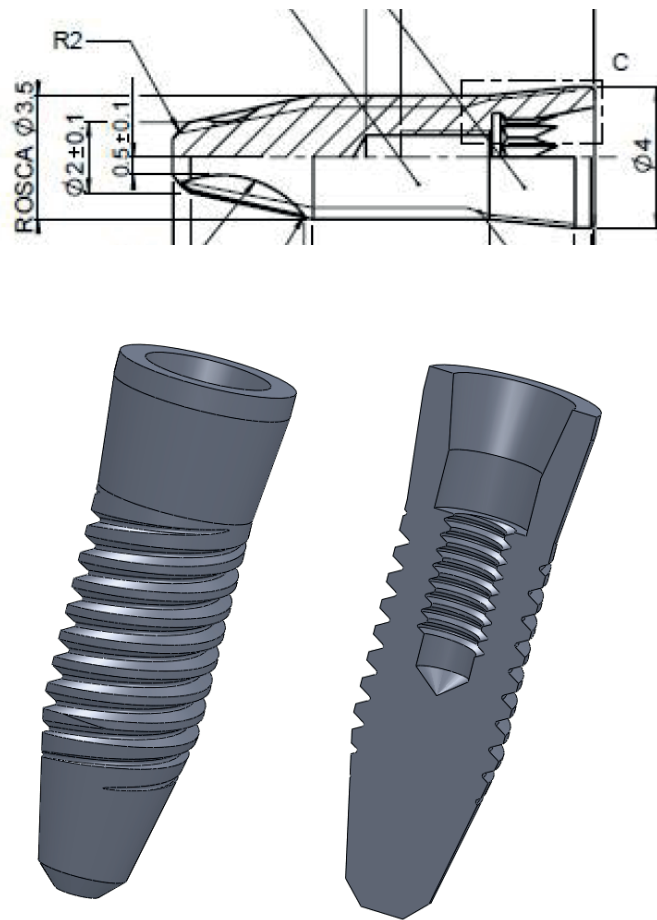


Figura 3.16: Cuerpo del sistema de implante dental ICI

esta geometría es importante de cara a analizar la interacción cuerpo-pilar y los posibles movimientos relativos entre ambos. Este es un aspecto muy importante desde el punto de vista clínico, pero no desde el punto de vista de la rotura por fatiga del cuerpo del implante. En este último caso, que es el objeto de este estudio, se ha comprobado que la zona de interés queda lo suficientemente alejada de la unión cuerpo-pilar como para permitir la redistribución de las tensiones, de forma que el valor de las tensiones en el camino de la grieta no se ve afectado si la geometría de esta unión es hexagonal o cilíndrica.

A continuación, en la figura 3.18, se puede observar la geometría real y el modelo del tornillo de retención. En este modelo se ha eliminado el alojamiento hexagonal de la cabeza del tornillo. La función de dicho alojamiento es permitir el apriete del tornillo mediante

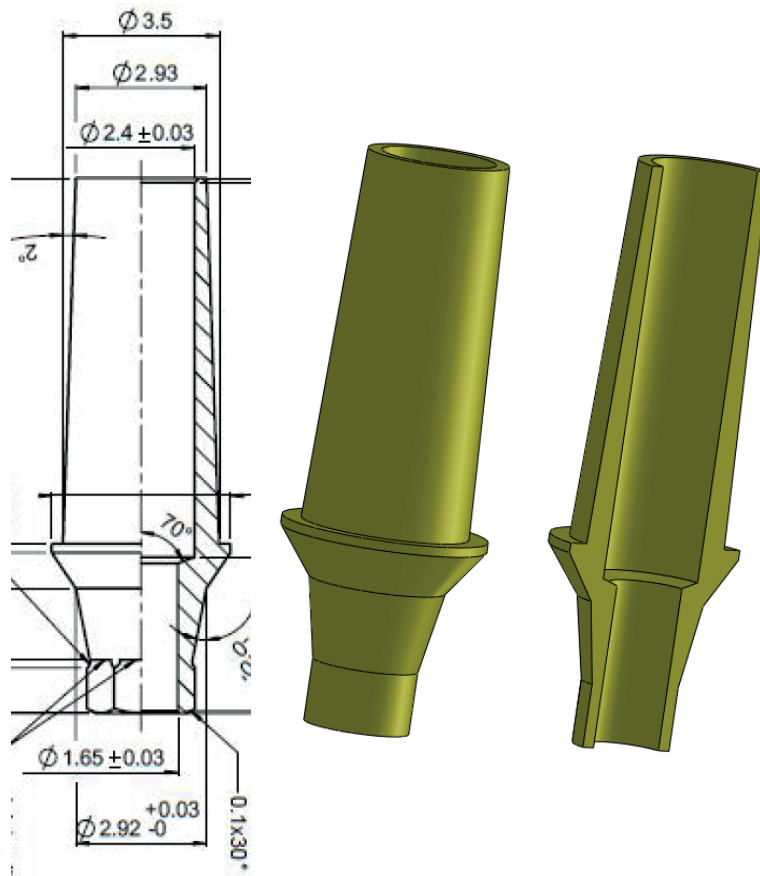


Figura 3.17: Pilar del sistema de implante dental ICI

una llave de tipo allen y su presencia en el modelo es irrelevante de cara a los objetivos planteados.

La geometría del miembro hemisférico de carga se muestra en la figura 3.19. Como se ha mencionado anteriormente, sus dimensiones vienen fijadas por la norma ISO 14801 y su misión es recibir la carga aplicada por la máquina de ensayo y transmitirla a resto del sistema.

Finalmente, en la figura 3.20, se puede observar el ensamblaje de los cuatro componentes del modelo. Las condiciones de las uniones relativas entre estos componentes es un aspecto clave del modelo, como podrá comprobarse en el apartado X, y dependiendo de como se configuren dichas uniones se establecerá la complejidad del mismo desde el punto de vista del coste computacional asociado a su resolución.

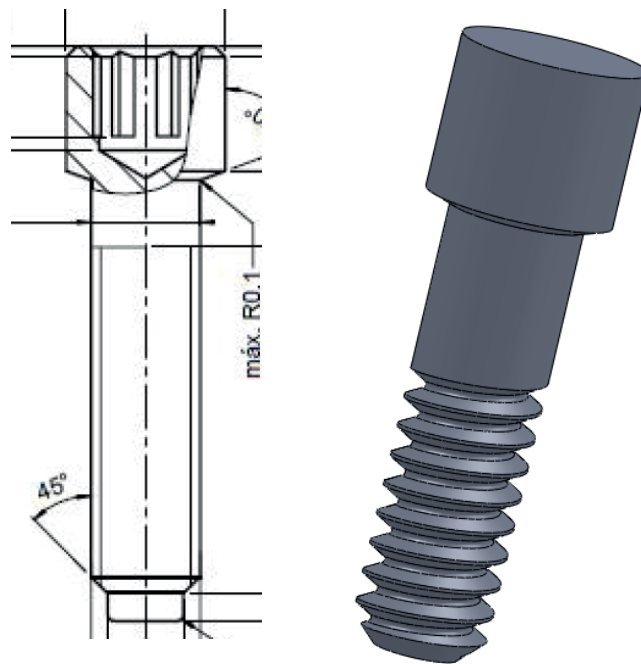


Figura 3.18: Tornillo de retención del sistema de implante dental ICI

3.3.2. Mallado del modelo

El mallado de un modelo de elementos finitos es uno de los aspectos más importantes a tener en cuenta de cara a obtener unos resultados correctos y fiables. Tradicionalmente la definición y configuración de los parámetros que definen la malla de un modelo ha supuesto una gran parte del tiempo necesario para realizar un análisis de un componente real mediante el método de los elementos finitos, especialmente cuando la geometría de dicho componente es compleja.

Hoy en día los paquetes comerciales de software especializado en el método de los elementos finitos incluyen algoritmos de mallado muy potentes que son capaces de generar de manera automática mallas con una calidad aceptable para análisis de carácter general. Dichos algoritmos tienen en cuenta aspectos como el tamaño relativo entre las aristas, áreas y volúmenes que conforman la geometría del modelo, así como la curvatura de los mismos y los posibles contactos existentes entre los distintos componentes de dicho modelo, entre otros.

Sin embargo, cuando se trabaja con modelos complejos, como es el caso del sistema

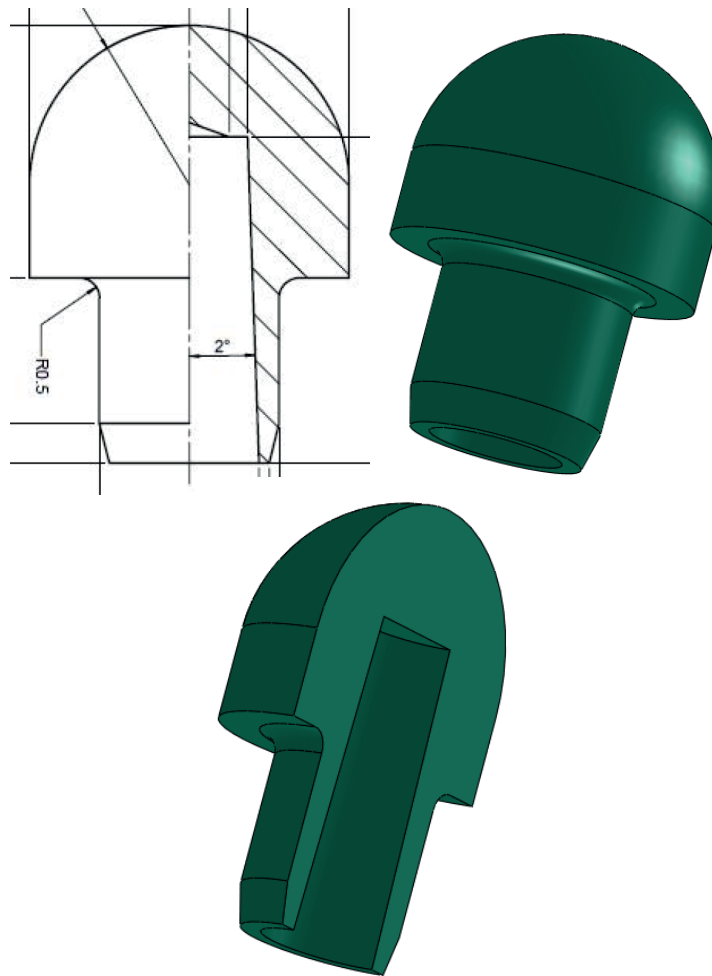


Figura 3.19: Miembro hemisférico de carga del sistema de implante dental ICI

de implante que se está analizando, en los que aparte de la complejidad de la geometría, existen altos gradientes de tensión que llevan asociados comportamientos no lineales del material, contactos relativos entre varios componentes, así como distintos tipos de condiciones de contorno y de esfuerzos, es imprescindible controlar de forma manual el proceso de mallado. Será necesario, por ejemplo, refinar la malla en determinadas zonas de un componente, a la vez que imponer que el tamaño de los elementos sea mayor en otras zonas del mismo, alejadas de las zonas de interés. El control manual de la malla no es una tarea sencilla, ya que, en general, habrá de llegarse a un compromiso entre el número de elementos (o nodos) del modelo y la capacidad de cálculo de que se dispone. Normalmente, el control manual de la malla, implicará dividir la geometría en varias partes y en ocasiones, cuando

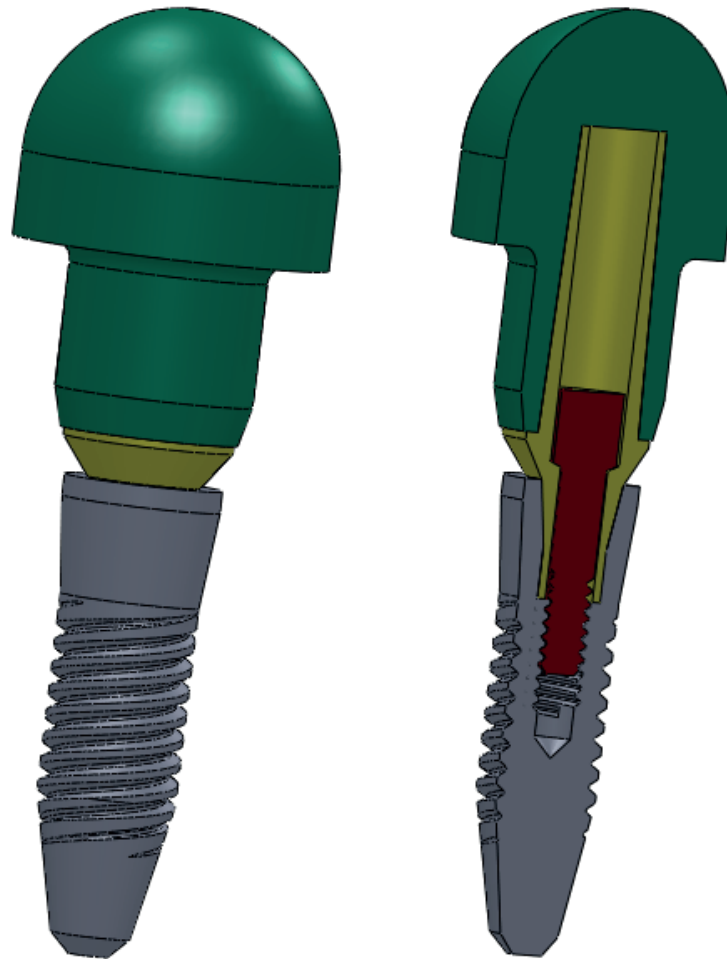


Figura 3.20: Ensamblaje del sistema de implante dental ICI

el número de elementos del modelo es inabarcable desde el punto de vista computacional, será necesario recurrir a técnicas avanzadas de modelado como el uso de submodelos o subestructuras.

El sistema de implante dental que se está modelando es un ensamblaje, es decir, un conjunto de cuerpos independientes entre los que existen distintas relaciones, que en este caso concreto impiden el movimiento relativo entre los mismos. Entender la forma en que ANSYS Workbench trata los ensamblajes es importante de cara a planificar el mallado de cada uno de los componentes del sistema bajo estudio.

ANSYS Workbench considera que un ensamblaje está formado por distintas partes. El

mallado de cada una de estas partes es, en principio, independiente del de las otras, es decir, aunque dos partes estén en contacto, no compartirán los nodos en las zonas de contacto y podrán moverse de manera independiente la una respecto a la otra. Es más, si no se define ningún tipo de relación entre ellas, cada una se comportará como si la otra no existiera. La forma general de establecer que ambas partes se relacionen entre sí es mediante la definición de un contacto entre ambas. Existen distintos tipos de contactos, como por ejemplo de tipo "bonded" (pegado), friccional, y de no separación, y distintas formulaciones matemáticas para caracterizarlos.

Por otro lado, cada una de las partes que componen un ensamblaje puede estar formada por varios cuerpos. El mallado entre los cuerpos dentro de una misma parte es conforme, es decir, las mallas compartirán los nodos en las zonas de contacto. Esto implica que estos, al estar incluidos dentro de una misma parte se comportarán como si estuvieran unidos entre sí, sin necesidad de definir ningún tipo de relación de contacto entre ellos.

Finalmente, merece la pena mencionar que es posible realizar un mallado conforme entre partes mediante la opción de "compartir topología". Esta opción, que habrá de ser activada en el nivel de la geometría, detecta todas las superficies que se encuentran en contacto dentro de un ensamblaje y obliga a que la malla sea conforme en ellas. El problema de esta opción es que no permite seleccionar que partes compartirán la geometría y cuales de ellas no lo harán, sino que se aplica al ensamblaje completo.

Teniendo en cuenta lo expuesto en los párrafos anteriores, el modelo del sistema de implante dental, será un ensamblaje que estará formado por cuatro partes, correspondientes a los cuatro componentes del mismo, que serán malladas de manera independiente. Las relaciones entre estas partes se establecerán en el apartado 3.3.3 cuando se describan las condiciones de contorno del modelo. Así mismo la parte correspondiente al cuerpo del implante estará formada a su vez por cuatro cuerpos, lo que permitirá, como se comprobará mas adelante, ejercer mas control sobre la malla en la zona de interés (donde se desarrollará la grieta), así como establecer un comportamiento elasto-plástico a dicha zona.

Una cuestión importante a la hora de llevar a cabo el mallado de un modelo es la elección del tipo de elemento o elementos a utilizar. En ANSYS existe una gran variedad de

tipos de elementos que pueden elegirse en función de las características topológicas de la geometría del modelo, de los requisitos del tipo de análisis que se vaya a llevar a cabo, y del tipo de malla que se desee utilizar. En función de la geometría del modelo podrán utilizarse elementos de tipo sólido, placa o lámina y de tipo viga o tubería, entre otros, dependiendo de si la geometría está formada por sólidos, superficies o líneas. En cuanto al tipo de análisis, se ha mencionado anteriormente que éste puede ser, por ejemplo, estático, dinámico, térmico, electromagnético... y existen elementos con características especiales para cada uno de ellos.

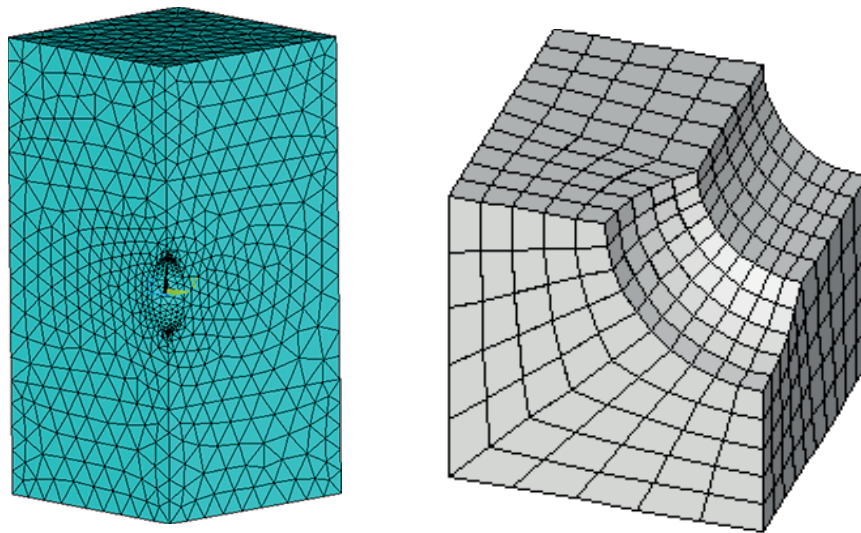


Figura 3.21: Mallado libre y mallado mapeado

En lo relativo al tipo de mallado que desee utilizarse, existen principalmente dos: El mallado libre y el mallado "mapeado" (mapped meshing), en la figura 3.21 pueden observarse las diferencias entre ambos. El mallado libre puede utilizar elementos tanto tetraédricos como hexaédricos, ya que no presenta restricciones en cuanto a la forma de los mismos, y no sigue ningún patrón. Este tipo de malla es aconsejable en modelos con geometría compleja. El mallado mapeado sigue un patrón preestablecido y emplea, en el caso de volúmenes, solamente elementos hexaédricos (de tipo brick). Este tipo de malla, aunque es más eficiente desde el punto de vista computacional, presenta una serie de restricciones de carácter topológico que hacen que sea difícil de utilizar en geometrías complejas.

Figure 187.1: SOLID187 Geometry

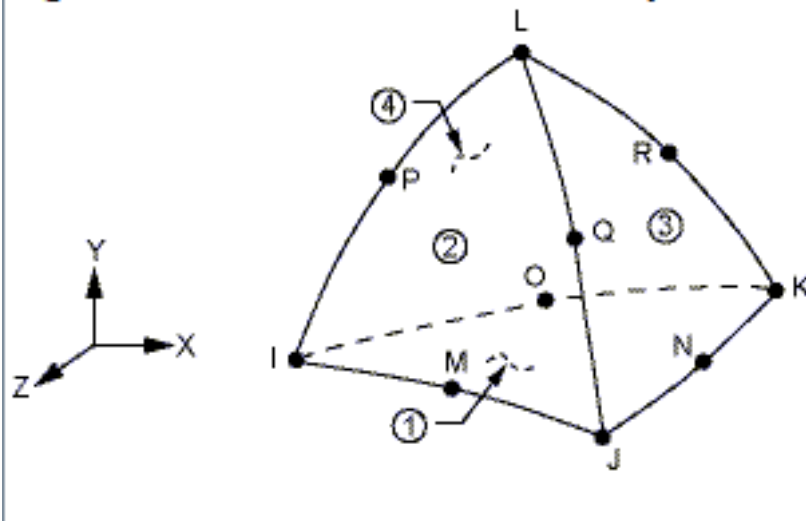


Figura 3.22: Geometría del elemento SOLID187

El análisis que se realizará con el modelo que se está describiendo es de tipo estático y se utilizará un mallado libre de elementos sólidos, dado que la geometría es compleja y está compuesta íntegramente por volúmenes. El elemento que se utilizará es el SOLID187, un elemento tetraédrico de 10 nodos de propósito general, recomendado para geometrías irregulares, cuya descripción geométrica puede observarse en la figura 3.22. Este elemento tienen definidos 3 grados de libertad en cada nodo: las traslaciones en las direcciones X, Y y Z, e interpola los desplazamientos mediante funciones de forma cuadráticas. Así mismo admite incorporar leyes de comportamiento plástico al material, entre otros tipos de comportamiento.

En la figura 3.23 se muestra la malla realizada para modelar el miembro hemisférico. Como condición para mallar este elemento se ha impuesto que, siempre que sea posible desde un punto de vista geométrico, los elementos tengan un tamaño mínimo de 0.8 mm. La malla consta de un total de 23500 elementos y 40000 nodos. Se trata de una malla relativamente grosera, pero esta parte está tan alejada de la zona de interés, que la calidad de su malla no influye en las tensiones existentes en dicha zona. Una vez resuelto el modelo habrá de comprobarse que la carga aplicada a esta parte se transmite correctamente al pilar a través de las reacciones en las zonas de contacto entre ambos.

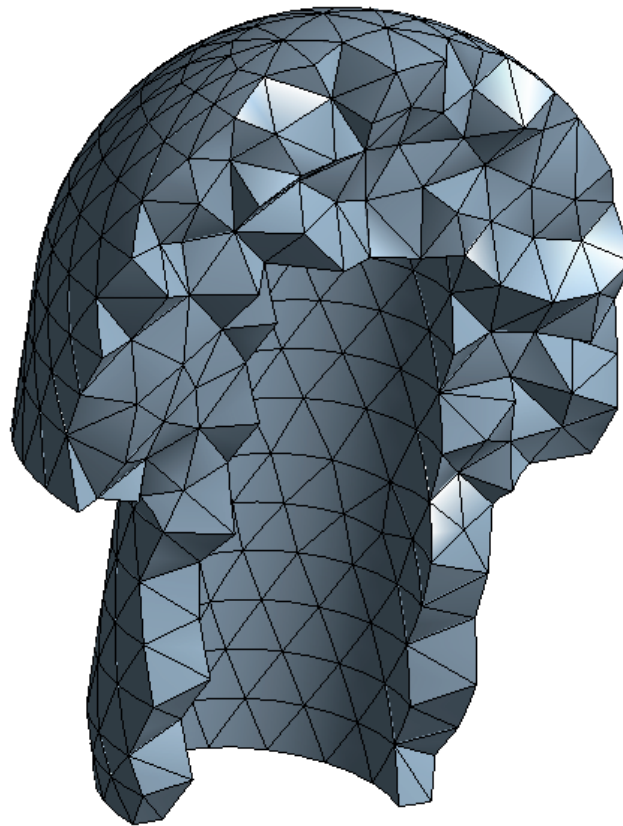


Figura 3.23: Malla del miembro hemisférico de carga

En la figura 3.24 se puede observar la malla del pilar. Esta parte está en contacto con todas las demás partes del sistema de implante dental. Por una lado se encargará de transmitir los esfuerzos provenientes del miembro hemisférico al cuerpo del implante a través de la zona de contacto entre ambos, que se encuentra situada en el interior de dicho cuerpo del implante. Por otro lado, este componente servirá de apoyo a la cabeza del tornillo de retención y resistirá los esfuerzos derivados del apriete de éste. Su malla se compone de un total de 19800 elementos y 32000 nodos y también es relativamente grosera por los mismos motivos expuestos para el caso del miembro hemisférico.

A continuación, en la figura 3.25, se muestra la malla del tornillo de retención. El mallado de este componente es un aspecto controvertido, dado su pequeño tamaño comparado con el resto de partes del modelo, y la topología de pequeña escala que presenta en su zona roscada. No se considera un elemento esencial del modelo dado que no se encuentra en

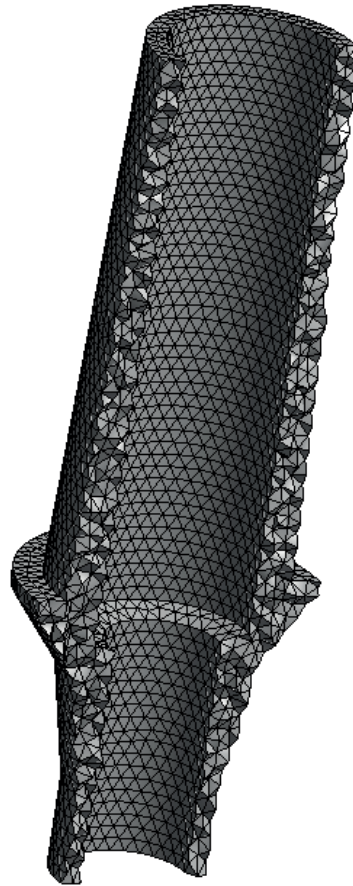


Figura 3.24: Malla del pilar

la zona donde se desarrollará la grieta, sin embargo su presencia en el mismo no puede obviarse ya que influye de manera considerable en el valor de las tensiones en dicha zona. Por un lado, mediante su apriete transmite ciertos esfuerzos al interior del cuerpo del implante a través de los filetes de su rosca, lo que modifica la distribución de tensiones en la zona final del camino de la grieta. Por otro lado, su presencia hace de núcleo al cuerpo del implante, contribuyendo en parte a resistir las tensiones generadas por la carga externa aplicada al miembro hemisférico.

Para tener en cuenta los efectos del tornillo de retención sobre las tensiones en la zona de la grieta no es necesario que la malla del mismo sea muy fina, sobre todo si se tiene en cuenta que: por un lado, el objetivo de este estudio no es analizar y dimensionar dicho tornillo, y por otro que el par de apriete del mismo será aplicado a través de una carga de

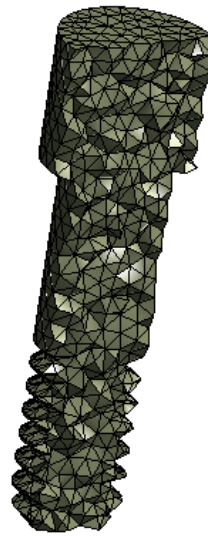


Figura 3.25: Malla del tornillo de retención

pre-tensión y no imponiendo una torsión, situación esta última que complicaría innecesariamente el modelo. La malla del tornillo de retención consta de 34800 elementos y 50000 nodos.

La malla más compleja del modelo es la del cuerpo del implante y puede observarse en la figura 3.26. En esta figura se indican también los cuatro cuerpos en que se ha descompuesto la geometría del mismo:

- La Zona Superior, que queda por encima de la zona de interés, integra la cabeza del implante y está en contacto con el pilar y con el tornillo de retención.
- La Zona Inferior, que queda por debajo de la zona de interés, y es poco relevante de cara a los resultados del estudio ya que, como se comprobará en el apartado 3.3.3, los desplazamientos de su superficie exterior estarán impedidos por una condición de contorno de empotramiento.
- La Zona Trasera, situada a la misma altura que la zona de interés. Es importante que la malla de esta zona presente una alta densidad de elementos aunque no será necesario refinar dicha malla en los valles de los roscados tanto interior como exterior ya que no se pretende determinar el valor máximo de la tensión en dichos valles.

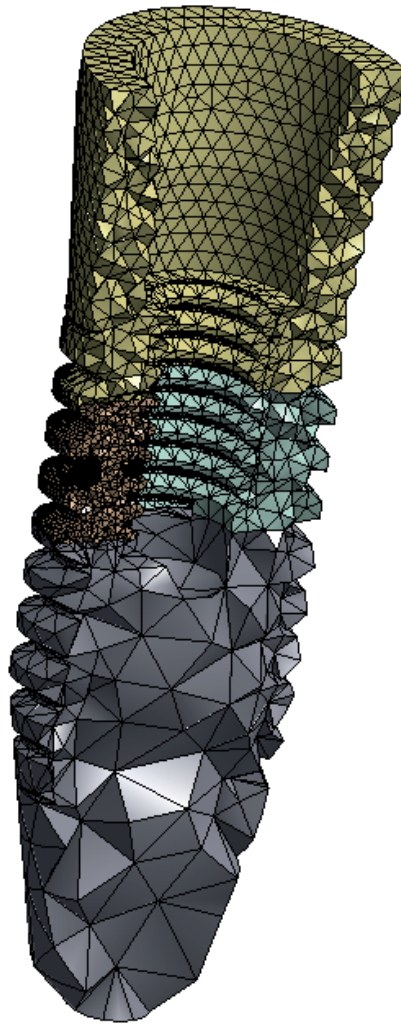


Figura 3.26: Malla del cuerpo del implante

- La Zona Grieta es la zona de interés y la calidad de su malla es crítica de cara a los resultados obtenidos del análisis del modelo. En la figura 3.27 se muestra en detalle la malla que se ha realizado para esta zona. (Tamaño de elemento, fondo de rosca, zona iniciación esferas, zona de propagación esferas, convergencia en tensiones en dicha zona, comportamiento elastoplástico).

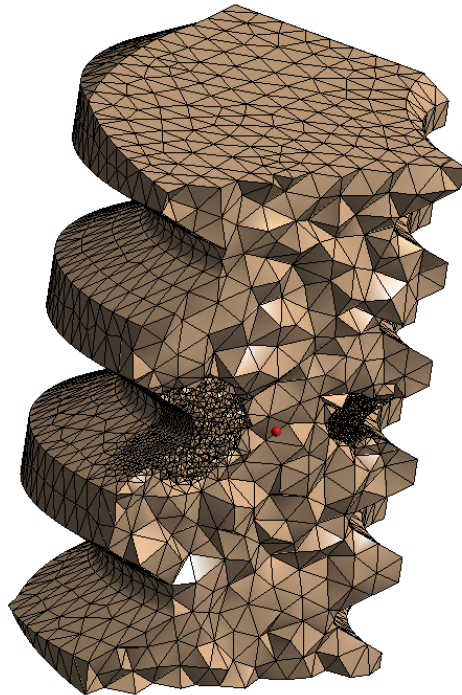


Figura 3.27: Malla del la zona de desarrollo de la grieta

3.3.3. Condiciones de contorno y contactos entre las partes del modelo

En este apartado se describirán las condiciones de contorno aplicadas al modelo, así como los contactos definidos entre las distintas partes del mismo. Como se ha mencionado en secciones anteriores, existen varios contactos entre las distintas partes del modelo. El contacto entre el miembro hemisférico y el pilar en el sistema de implante real se asegura mediante un material adhesivo por lo que las superficies de contacto entre ambos se mantienen en todo momento unidas. La forma de modelar este tipo de unión en ANSYS es mediante la definición de un contacto de tipo "bonded". Con este tipo de contacto las superficies se consideran pegadas o soldadas y esto se consigue imponiendo que ciertos nodos de una de dichas superficies no se desplacen ni roten respecto a ciertos nodos de la otra. Entre las ventajas del contacto "bonded", se puede destacar que requiere un bajo coste computacional ya que, al no existir deslizamiento ni desplazamiento relativo entre las superficies implicadas, el modelo sigue siendo lineal y su resolución no implica procesos iterativos.

El resto de contactos del modelo del sistema de implante real (contacto pilar-cuerpo de implante, contacto pilar-tornillo de retención y contacto tornillo de retención-cuerpo de implante) son fruto del apriete del tornillo de retención, y en principio pueden implicar deslizamientos y desplazamientos entre las superficies implicadas. Sin embargo, incluir este tipo de comportamiento convertiría el modelo en altamente no-lineal y supondría un muy alto coste computacional. A efectos de este trabajo, se ha considerado que las superficies donde tienen lugar estos contactos, están lo suficientemente alejadas de la zona de interés como para que puedan ser considerados contactos de tipo "bonded", si que ello afecte de una forma importante a la solución del modelo.

3.4. Modelo FEM para cálculo del FIT

Para la caracterización del factor de intensidad de tensiones de una grieta en el implante, se ha supuesto que ésta se iniciará en el fondo de la rosca exterior, zona que se ha considerado preferente debido a la concentración de tensión existente. La grieta se extenderá por la superficie del implante siguiendo el fondo de la rosca y hacia el interior del mismo propagándose en un plano helicoidal cuyo eje coincide con el del cuerpo de dicho implante.

La definición de la geometría de la grieta, como se muestra en la figura 3.28, se realiza mediante la proyección ortogonal de una elipse en el plano helicoidal de propagación de la misma. Los parámetros que caracterizan la grieta son los semiejes menor (a) y mayor (b) de dicha elipse. El centro de ésta coincidirá con el punto de iniciación de la grieta, el semieje menor será perpendicular al eje del implante, definiendo el camino potencial del vértice de la grieta, mientras que el semieje mayor será tangente al plano de propagación de la misma.

La evolución del factor de intensidad de tensiones en función de la longitud de grieta (a) ha sido obtenida mediante el método de la integral J a partir de un modelo de elementos finitos del sistema. En este modelo, mostrado en la figura 3.29, se incluye una grieta con las características mencionadas anteriormente y mediante integración a lo largo de una serie de contornos que engloban al frente de dicha grieta, se han evaluado los factores de intensidad de tensiones en dicho frente. Las características de las malla empleadas así como

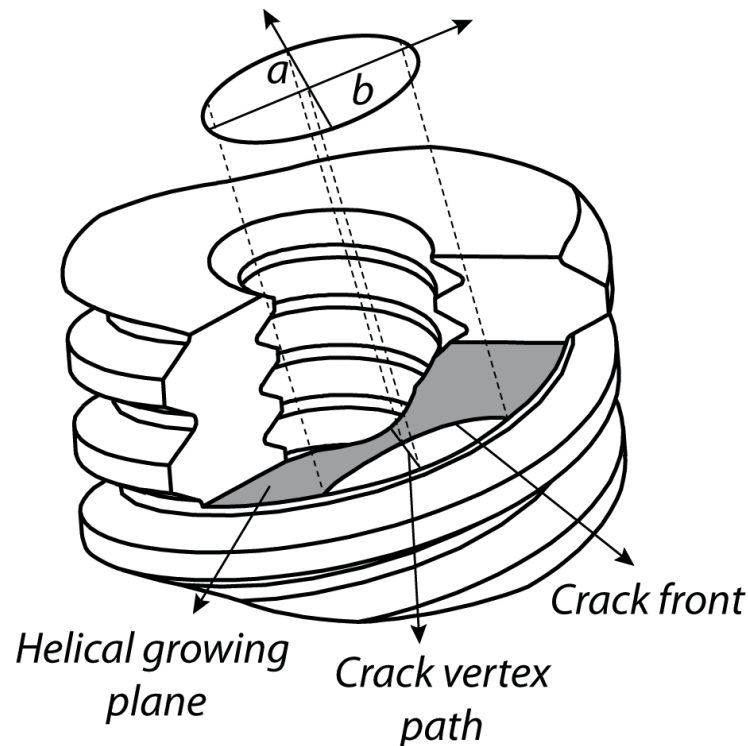


Figura 3.28: Definición de la geometría de la grieta

los contornos de integración escogidos permiten asegurar una convergencia inferior al 5 % en el cálculo de los factores de intensidad de tensiones. Se ha considerado que el material presenta un comportamiento elástico.

Se han realizado distintas simulaciones para varios valores de la longitud de grieta con el fin de determinar la evolución de los factores de intensidad de tensiones conforme ésta avanza a través del cuerpo del implante. Para ello se ha discretizado el camino potencial de la grieta fijándose los valores de la longitud de grieta (a). Para cada valor de ' a ' se ha determinado el valor de ' b ' de forma que la relación de aspecto de la grieta, coincida con la relación entre las velocidades de crecimiento de la misma en el vértice y en la superficie del implante. Para ello se ha utilizado un proceso iterativo consistente en, una vez fijado el valor de ' a ', variar el valor de ' b ' hasta que la diferencia entre el valor de la relación de aspecto y el de la relación de velocidades de crecimiento obtenidas es inferior al 5 %.

Bajo las condiciones de propagación mencionadas anteriormente, como puede observarse en la figura 3.30, la relación de aspecto de la grieta cae bruscamente cuando ésta es

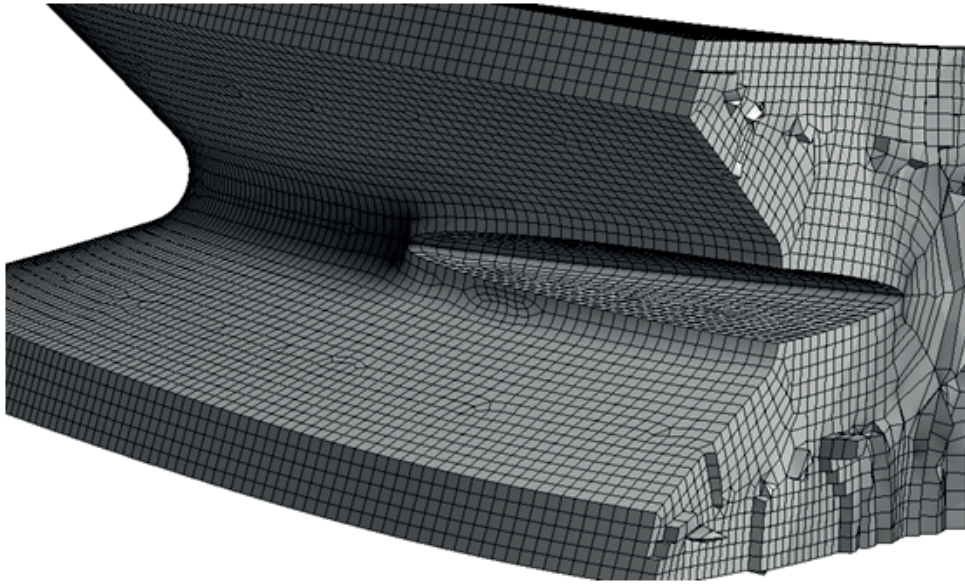


Figura 3.29: Modelo FEM con grieta

pequeña, poniendo en evidencia el hecho de que la grieta tiende a crecer más rápidamente en la superficie que en su vértice; dado que conforme aumenta la longitud de la grieta, ésta deja de estar afectada en su zona central por la concentración de tensión inducida por el roscado exterior, mientras que en la zona de superficie del implante si lo está. Así mismo puede observarse que a medida que la grieta aumenta su tamaño, la relación de aspecto de la misma tiende a hacerse constante.

La figura 3.31 muestra la evolución del FIT en el vértice de la grieta conforme esta avanza a través del espesor del cuerpo del implante. Se puede observar el alto gradiente que presenta FIT cuando la grieta es pequeña, debido a la presencia del concentrador de tensión, lo que obliga a incrementar el número de simulaciones en esta zona. También puede observarse como el FIT tiende a crecer a un ritmo más constante cuando la grieta deja de estar afectada por dicho gradiente.

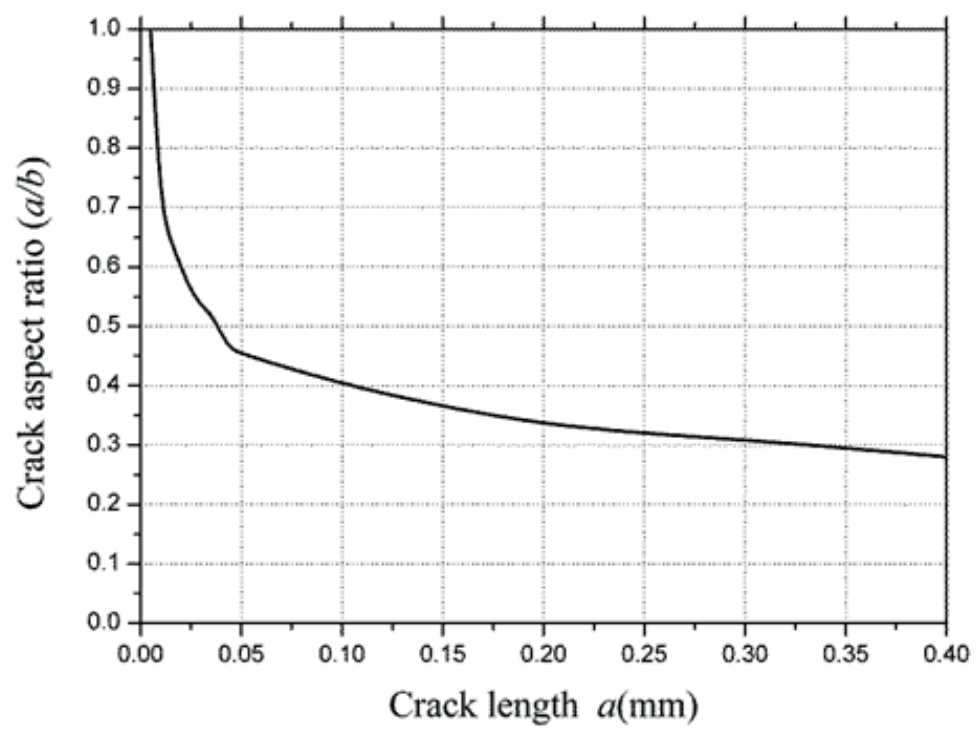


Figura 3.30: Evolución de la relación de aspecto de la grieta

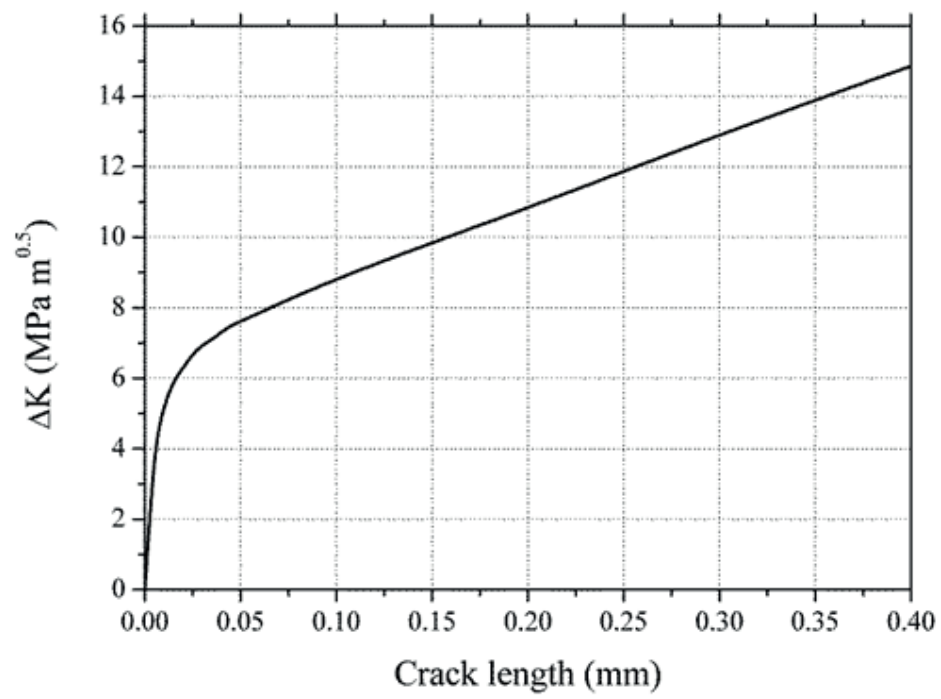


Figura 3.31: Evolución FIT

Método Experimental

Este capítulo está dedicado a la descripción de los distintos procesos experimentales que se han llevado a cabo para caracterizar, por un lado, el material en que han sido fabricados los implantes dentales objeto de estudio y por otro, el comportamiento a fatiga de dichos implantes. La caracterización del material es imprescindible de cara a la aplicación de los modelos de predicción de vida a fatiga descritos en los apartados 3.1 y 3.2. Conocer experimentalmente el comportamiento a fatiga del sistema de implantes dentales permitirá contrastar dicho comportamiento con los resultados obtenidos de la aplicación de los modelos de predicción de vida.

Se ha diseñado un extenso plan de ensayos para determinar distintas propiedades mecánicas, de fatiga y de fractura del titanio de grado 4. Así mismo mediante este plan de ensayos, se pretenden determinar los efectos que producen sobre las propiedades del fatiga del material distintos factores, como son el mecanizado, la presencia de entallas en el mismo, así como un tratamiento superficial determinado. Dicho tratamiento, denominado Nanoblast y desarrollado por la empresa que fabrica los implantes y que será descrito mas adelante, es aplicado al cuerpo del implante para mejorar sus propiedades de osteointegración y biocompatibilidad. Para llevar a cabo este plan de ensayos se han diseñado y fabricado distintos tipos de probetas que han sido ensayadas en el Laboratorio de Ingeniería Mecánica de la Escuela Superior de Ingenieros de Sevilla. Los distintos ensayos que se ha llevado a cabo para caracterizar el material, los resultados de los mismos, así como distintos aspectos importantes relacionados con dichos ensayos se describen en el apartado 4.1.

En el apartado 4.2 se detallará la forma en que se ha aplicado la norma ISO 14801 para caracterizar el comportamiento a fatiga del sistema de implantes dentales ICI. Así mismo,

en este apartado se describirá el utillaje diseñado para los ensayos y se presentarán los resultados de los mismos.

4.1. Propiedades del titanio comercialmente puro de grado IV

En los apartados 2.5 y 2.6, donde se habló sobre las propiedades del titanio y de sus aleaciones, se puso de manifiesto la escasez de referencias relativas a este material (a excepción del Ti-6Al-4V), y las dificultades encontradas a la hora de buscar propiedades de fatiga y de fractura del titanio comercialmente puro de grado 4. Las propiedades encontradas, aparte de ser escasas, presentan una gran dispersión, atribuible por un lado, a las distintas metodologías de ensayo aplicadas, y por otro, a los distintos procedimientos empleados en la fabricación, tanto de los especímenes utilizados en dichos ensayos, como del material de partida para los mismos. La escasez de propiedades relativas al Ti c.p. gr 4 y la gran dispersión de las existentes motivó la elaboración de un plan de ensayos que permitiera determinar las propiedades necesarias para aplicar los modelos de predicción de vida planteados en los apartados 3.1 y 3.2.

El material de partida utilizado para fabricar las probetas para los ensayos, proviene del mismo fabricante que el empleado en la fabricación de los implantes, con el objetivo de minimizar la dispersión en las propiedades inherente a dicho material de partida. En concreto, las probetas, cuyo diseño se detallará en el apartado 4.1.2, han sido mecanizadas a partir de barras de Ti cp gr4 estiradas en frío. En la figura 4.1 se muestra la microestructura del material con distintos aumentos. Para realizar las micrografías se ha empastillado el material en resina epoxy y se ha atacado su superficie con HF para revelar su microestructura. Para determinar el tamaño de grano medio se ha utilizado un software de edición de gráficos. A través de este software se ha estimado que el tamaño de grano medio es de 10 micras.

En los siguientes apartados se describirá el plan de ensayos que se ha llevado a cabo, así como algunos aspectos del mismo que se consideran importantes.

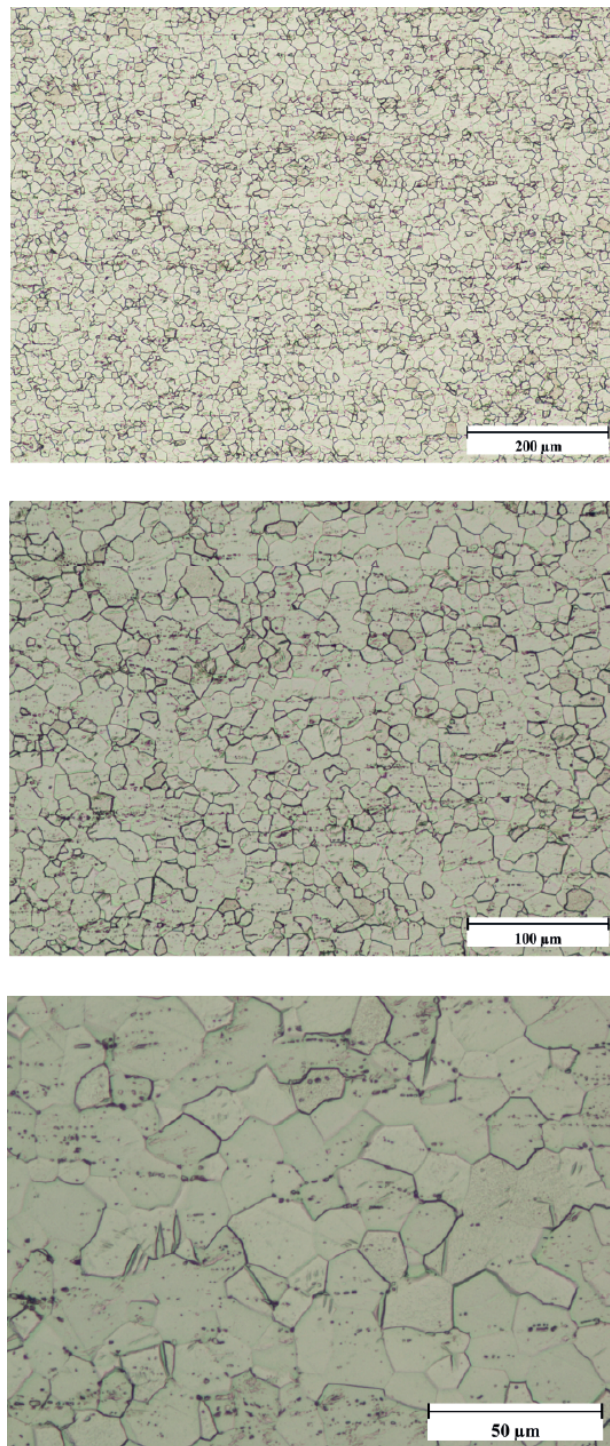


Figura 4.1: Micrografías del Ti cp grIV

4.1.1. Objetivos y planificación de los ensayos

El primer paso a la hora de diseñar un plan de ensayos es establecer los objetivos que se persiguen con dicho plan. Así mismo, existen otros factores a tener en cuenta a la hora de planificar un estudio experimental como son, por ejemplo, las características de las máquinas de ensayo disponibles, el utillaje y equipos auxiliares necesarios, así como aspectos económicos relacionados con el coste de fabricación de los especímenes de ensayo y de realización de dichos ensayos.

En este estudio, se pretende determinar ciertas propiedades mecánicas del titanio cp gr IV, como son las propiedades de elasticidad y de rotura estática, de fatiga y de fractura. Así mismo se establecerá como se ven modificadas las propiedades de fatiga del Ti cp gr IV ante la presencia de entallas, por los efectos del mecanizado y cuando la superficie del material es modificada mediante un tratamiento superficial denominado Nanoblast. Este tratamiento es idéntico al que presentan los implantes y se pretende determinar el efecto del mismo, por un lado respecto al material, y por otro al material con entalla.

En lo relativo a las propiedades elásticas y de rotura estática, será necesario realizar ensayos de rotura estática uniaxiales sobre probetas de Ti cp grIV. Estos ensayos permitirán obtener el módulo de elasticidad, E , el límite de rotura σ_{uts} , el límite elástico σ_y , así como establecer una ley de comportamiento plástico del material que, como se mencionó anteriormente, será utilizada en el modelo de EF para el cálculo de tensiones. Para esta parte del estudio experimental serán necesarias entre 5 y 10 probetas.

Para caracterizar el comportamiento a fatiga del Ti cp grIV, así como determinar el efecto del mecanizado y del tratamiento superficial en dicho comportamiento será necesario ensayar cuatro grupos distintos de probetas, tal y como se especifica en la continuación:

- Inicialmente, para obtener la curva de fatiga del material se ensayarán probetas pulidas a distintos niveles de carga, lo que permitirá obtener el límite de fatiga del material. Para obtener esta curva serán necesarias 20 probetas.
- El siguiente grupo de probetas estará destinado a cuantificar la influencia del tratamiento superficial Nanoblast en las propiedades de fatiga del material. Para ello, una

vez obtenida la curva de fatiga del mismo, habrán de ensayarse probetas con características geométricas similares a las utilizadas para obtener dicha curva, teniendo en cuenta que, una vez pulidas, se les ha de aplicar este tratamiento.

- A continuación, usando otro grupo de probetas se cuantificará el efecto del mecanizado en el material. La eliminación de material mediante mecanizado puede inducir tensiones residuales, así como marcas sobre la superficie del mismo, que pueden tener algún efecto (por determinar) sobre su resistencia a fatiga. Resulta interesante estimar dicho efecto y para ello se propone ensayar probetas a las que no se les modificará la superficie después del proceso mecanizado.
- Finalmente, dado que los implantes, una vez mecanizados, son tratados superficialmente, resulta interesante realizar otro grupo de ensayos destinados a establecer las modificaciones que sufre la curva de fatiga del material cuando las probetas de ensayo son tratadas directamente después del mecanizado, es decir, sin pulir.

Con el objetivo de conocer el comportamiento a fatiga del material en presencia de un concentrador de tensión, habrá de realizarse una serie de ensayos sobre probetas con entalla. Así mismo, como también se desea cuantificar el efecto combinado de la entalla, del mecanizado y del tratamiento superficial, lo más lógico es realizar los mismos ensayos que se han enumerado en los cuatro puntos anteriores usando, en este caso, probetas con características similares a las anteriores, pero con una entalla, cuya geometría será descrita en el apartado siguiente.

En lo relativo al tipo de probetas a utilizar en los ensayos mencionados anteriormente, hay que tener en cuenta que todos los ensayos serán uniaxiales y que la carga será totalmente reversible durante los ensayos de fatiga ($R=-1$). También hay que tener en cuenta que el tamaño de los implantes es pequeño y que en su fabricación, éstos son mecanizados a partir de barras de 4 mm de Ti cp gr IV. Es lógico, por tanto, usar probetas cilíndricas con un diámetro en la zona de estudio similar al de los implantes. De esta forma se podrían fabricar todas las probetas iguales y dependiendo del grupo al que pertenezcan, se les realizará la entalla y se les aplicará el proceso correspondiente, ya sea el pulido y/o el tratamiento superficial. Dado que la carga será $R=-1$, dichas probetas habrán de tener sus extremos

roscados de forma que puedan ser fijadas a la máquina de ensayo. Así mismo, ya que su diámetro será pequeño, habrá de tenerse en cuenta que la torsión inducida durante el montaje en dicha máquina puede provocar tensiones elevadas comparadas con las nominales y por tanto dicha torsión es parámetro importante que deberá ser cuantificado y controlado. Esto supone que el uso de una máquina de ensayos biaxial es lo más recomendable.

Finalmente, un último grupo de ensayos permitirá determinar las características de crecimiento de grieta en el Ti cp gr IV. Para ello habrán de diseñarse y ensayarse probetas de tipo compact, que también serán descritas en el apartado siguiente. Este tipo de probetas es el que se utiliza generalmente para medir velocidades de crecimiento de grieta.

4.1.2. Probetas de ensayo: Diseño, fabricación y caracterización

El diseño de las probetas viene condicionado por los distintos factores mencionados en el apartado anterior. Las probetas para ensayos de fatiga y estáticos han de ser cilíndricas con los extremos roscados y con un diámetro similar al de los implantes. El roscado de los extremos de las probetas cilíndricas habrá de ser tenido en cuenta a la hora de diseñar el utillaje necesario para fijar dichas probetas a la máquina de ensayo. Así mismo, las probetas para determinar las propiedades de fractura del material, que serán probetas de tipo compact, también han de ser pequeñas por el alto precio de dicho material.

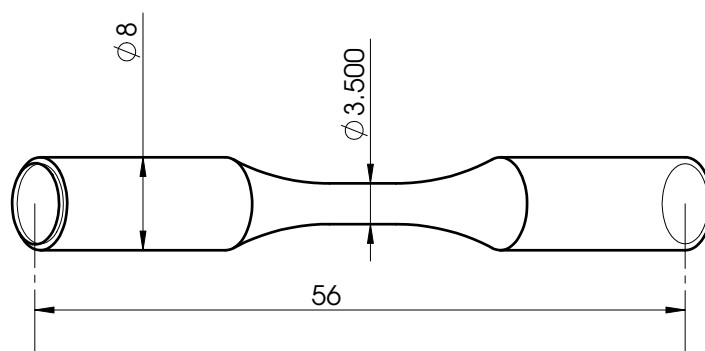


Figura 4.2: Geometría de las probetas lisas

A la hora de diseñar las probetas cilíndricas, mostradas de forma simplificada en la figura 4.2, se han seguido las directrices de la norma. En esta norma se fijan las relaciones

existentes entre los distintos parámetros geométricos que definen la geometría de dichas probetas. Así mismo, se ha intentado que las técnicas y parámetros de mecanizado utilizadas en la fabricación de las probetas cilíndricas sean similares a las empleadas al fabricar los implantes. Se ha puesto especial cuidado en minimizar en lo posible las velocidades de corte y avance, así como la profundidad de las pasadas de mecanizado, con el fin de que el valor de las tensiones residuales inducidas durante el mismo sea lo mas bajo posible. En la figura A.1 del anexo A.1, se muestran los planos de fabricación de las probetas lisas, es decir sin entalla. Como se indicó en el apartado anterior, estas probetas serán divididas en cuatro grupos dependiendo del acabado de su superficie: Mecanizado, pulido, mecanizado y tratado, y mecanizado, pulido y tratado.

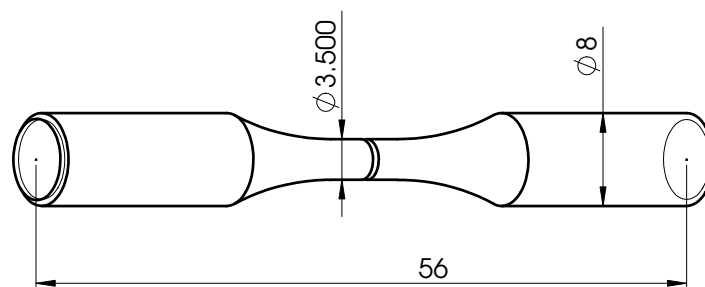


Figura 4.3: Geometría de las probetas con entalla

La geometría de partida de las probetas cilíndricas con entalla es la misma que en el caso de las lisas. Sin embargo, como puede observarse en la figura 4.3, a este tipo de probetas se les ha practicado una ranura en su zona central. Se ha intentado que la entalla de estas probetas sea idéntica al perfil de la rosca exterior de los implantes. Sin embargo, por motivos de carácter práctico relacionados con la fabricación de las mismas, no ha sido posible que ambas entallas coincidan. De entre las entallas que fue posible fabricar, se ha elegido aquella que se asemeja más al perfil del roscado de los implantes. En la figura A.2 del anexo A.1, se puede observar el plano de fabricación de las probetas cilíndricas con entalla así como la geometría de dicha entalla. Al igual que en el caso de las probetas lisas, las probetas con entalla también han sido divididas en cuatro grupos distintos en función del acabado superficial de la zona de la entalla: Mecanizado, pulido, mecanizado y tratado,

y mecanizado, pulido y tratado.

El diseño de las probetas de tipo compact, que puede observarse en la figura 4.4, ha sido realizado teniendo en cuenta las consideraciones recogidas en la norma. Debido al alto precio del material de partida, se ha intentado que estas sean lo más pequeñas posible. Así mismo se ha asegurado que el plano de propagación de las grietas en estas probetas sea perpendicular a la dirección de laminación de las barras de titanio usadas como material de partida. De esta forma se pretende reproducir correctamente el comportamiento de las grietas en los implantes, en los que éstas crecerán también en un plano perpendicular (o cuasi perpendicular) a la dirección de laminación del material de partida de dichos implantes. En la figura A.3 del anexo A.1, se muestra el plano de fabricación de las probetas de tipo compact.

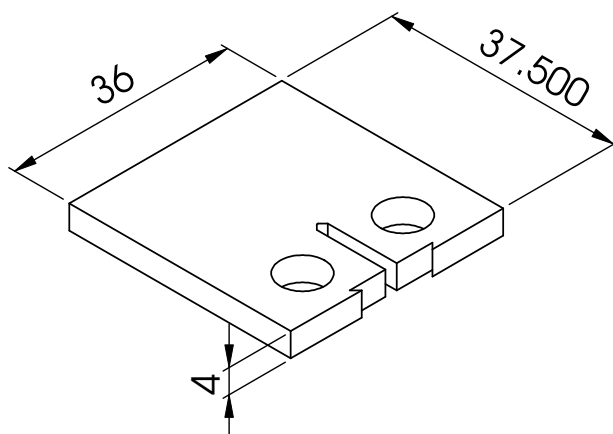


Figura 4.4: Geometría de las probetas de tipo compact

4.1.3. Útiles de ensayo: Diseño y verificación

Se han fabricado dos tipos de útiles de sujeción distintos: Uno para las probetas cilíndricas y otro para las probetas de tipo compact. Las características de dichos utillajes dependerán por un lado de la geometría de las probetas y por otro de la máquina de ensayos utilizada. Así mismo cada uno de estos sistemas de sujeción ha sido verificado para

asegurar que, por defectos de fabricación, no inducen esfuerzos considerables en los especímenes de ensayo.

Como se ha mencionado, el sistema de sujeción de las probetas cilíndricas consta de dos casquillos, uno superior y otro inferior, y de sus correspondientes contratuerca, que sirven para fijar las probetas a dichos casquillos mediante un par de apriete. En la figura 4.5, donde por simplicidad se ha representado solamente uno de los conjuntos casquillo-contratuerca, se ilustra el funcionamiento de este sistema de fijación. Como podrá comprobarse en el apartado siguiente, el saliente de cada uno de los casquillos irá roscado a la máquina de ensayos, el casquillo superior al vástago hidráulico, y el inferior a la célula de carga.

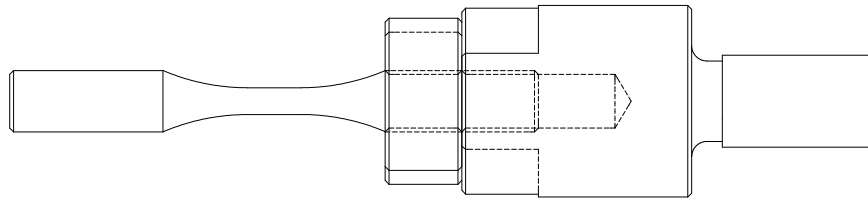


Figura 4.5: Funcionamiento del sistema de fijación mediante casquillo-contratuerca

En las figuras A.4 y A.5 del anexo A.2 se muestran los planos de fabricación del casquillo y de la contratuerca. Es importante mencionar que, como puede comprobarse en dichos planos de fabricación, se ha prestado especial interés en asegurar el paralelismo entre ciertas caras de estos componentes, así como el correcto alineamiento de los taladros roscados. Esto permitirá que, cuando se lleve a cabo el montaje de las probetas en la máquina de ensayo, se minimice la flexión de la probeta inducida por errores en la fabricación. No obstante se ha comprobado experimentalmente el funcionamiento del sistema de fijación y se ha cuantificado el error que introduce su utilización.

4.1.4. Realización de los ensayos y resultados

En este capítulo se mencionarán algunos aspectos que se consideran importantes a la hora de instalar las probetas en la máquina de ensayo y posteriormente se presentarán los resultados obtenidos al ensayar los distintos tipos de probetas.

Como se ha mencionado anteriormente, las probetas cilíndricas tienen una sección en su zona central de 3.5 mm de diámetro. Así mismo, la fijación de estas probetas a la máquina de ensayos se realiza a través de un apriete mediante unas contratueras. El apriete de dichas contratueras ha de ser tal que se asegure que estas no se separarán del casquillo durante el ensayo, ya que esto provocaría, aparte de un molesto repiqueteo, cierta inestabilidad en la forma de la onda que describe el sistema de control al aplicar la carga. Sin embargo, se ha comprobado que este apriete introduce una torsión residual en la probeta cuyo valor, que depende del valor del par de apriete aplicado a las contratueras, puede ser importante comparado con los esfuerzos aplicados por la máquina.

El uso de una máquina de ensayos biaxial permite controlar el par que se aplica en todo momento a las probetas y asegurar que éste no supera un determinado valor umbral. Este valor umbral dependerá del valor de las tensiones inducidas en la probeta durante su ensayo y generalmente se expresará como un pequeño porcentaje del mismo: en este trabajo se ha decidido que las tensiones inducidas por torsión durante el ensayo no pueden superar el 2 % del valor de las tensiones inducidas por la carga axial que en cada ensayo esté aplicando la máquina.

Para minimizar el efecto de la torsión en las probetas cilíndricas durante el montaje de las mismas en la máquina de ensayos se ha establecido un procedimiento de montaje que puede sintetizarse en los siguientes puntos:

1. En primer lugar habrá de roscarse la probeta en los casquillos superior e inferior. Esto suele realizarse con control en carga fijando el valor de dicha carga a 0N. De esta manera el sistema ajusta la posición del actuador hidráulico en función del esfuerzo que mide la célula de carga durante el proceso de roscado. El sistema de control puede de esta forma encontrar la posición del actuador que permite que la probeta se pueda roscar arriba y abajo a la vez.
2. Una vez roscada la probeta se le aplicará una precarga igual al valor de la carga que se va a aplicar durante el ensayo. Una vez aplicada la precarga será necesario cambiar usar el control torsional para obligar a que el valor de la torsión sea nulo en esta situación.

3. A continuación, cuando el par sobre la probeta sea nulo, será necesario fijar el valor del ángulo del actuador hidráulico en el valor actual. Esto permitirá que al aplicar par sobre la contratuerca de la célula de carga, el actuador hidráulico no gire para compensar este par. Es necesario indicar que este par aplicado a la contratuerca está siendo transmitido a la célula de carga a través del casquillo, pero no está siendo aplicado sobre la probeta y por tanto no es necesario compensarlo. En este momento se puede aplicar un pequeño par a la contratuerca para fijarla.
4. Seguidamente se volverá a controlar el par haciendo que este sea de nuevo nulo. De esta forma se elimina el pequeño par residual fruto del apriete anterior. A partir de este momento se puede fijar la otra contratuerca con el mismo par de apriete que se haya aplicado a la anterior.
5. Finalmente se eliminará la precarga aplicada en el punto 2 y el sistema estará listo para comenzar el ensayo de fatiga.

En la figura 4.6 se muestran las curvas SN obtenidas al ensayar las probetas lisas. Se puede observar el efecto negativo del tratamiento superficial sobre la resistencia a fatiga de dichos especímenes. Sin embargo también puede comprobarse en esta figura que dicho efecto negativo es apreciable en el régimen de medio/alto número de ciclos.

A continuación, en la figura 4.7, se pueden observar las curvas de fatiga obtenidas en los ensayos de las probetas con entalla. En este caso, el tratamiento superficial no afecta de una manera considerable a la resistencia a fatiga de las mismas, aunque en el régimen de alto número de ciclos si puede observarse una pequeña disminución de la misma.

4.2. Propiedades de fatiga del implante dental ICI según ISO 14801

Según la Norma ISO 14801, un sistema de implantes dentales endoóseos puede definirse como un dispositivo constituido por componentes integrados, incluidos los instrumentos auxiliares y el equipo específico necesario para la preparación en clínica y en laboratorio y para la colocación de los implantes, así como para la construcción e inserción de las pró-

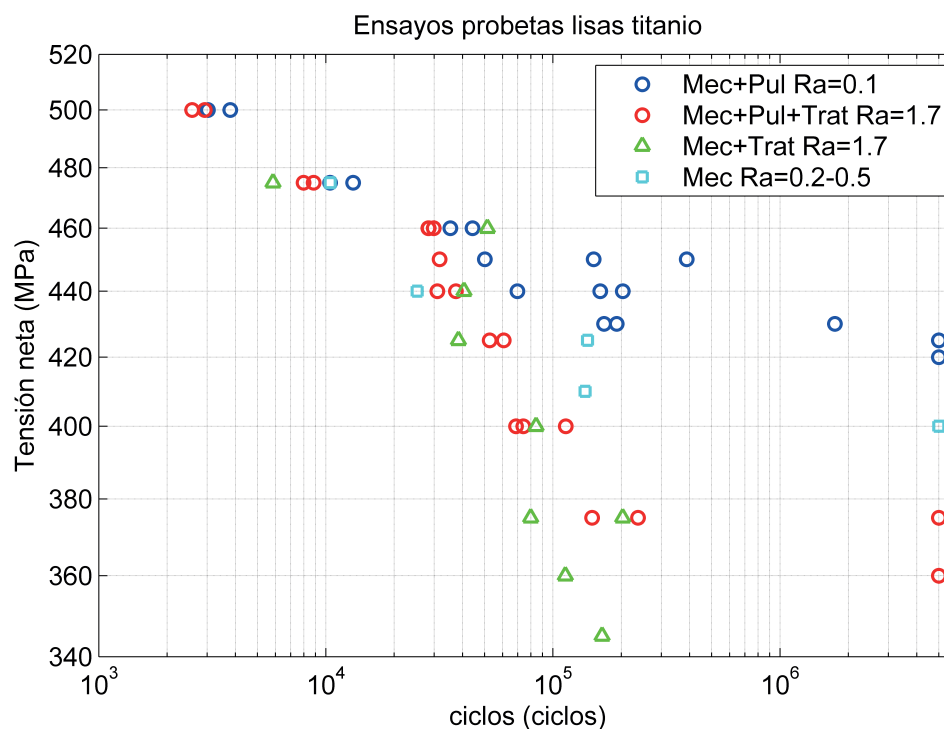


Figura 4.6: Curvas SN de las probetas lisas

tesis dependientes. Además de proporcionar resistencia al desplazamiento de una prótesis dental, un implante dental endoóseo se puede utilizar como un anclaje para los aparatos de ortodoncia. Un implante dental endoóseo puede estar constituido por una o varias partes. El término prótesis dental incluye coronas y prótesis fijas y removibles.

El ensayo a fatiga y la obtención de la curva de fatiga de un sistema de implantes dentales pueden llevarse a cabo siguiendo las directrices de la norma UNE-EN ISO 14801 Odontología. Implantes. Ensayo de fatiga dinámica para implantes dentales endoósseos. Esta norma permite caracterizar, desde un punto de vista experimental, el comportamiento a fatiga de cualquier implante dental para poder compararlo con el de otros con diseños diferentes.

En esta sección se describirá el proceso a seguir para, cumpliendo en todo momento los requisitos impuestos por esta norma, realizar los ensayos de fatiga necesarios para la obtención del diagrama de carga cíclica (curva de fatiga) del implante. En la figura 4.8, se muestra un ejemplo de una curva de fatiga de un implante comercial.

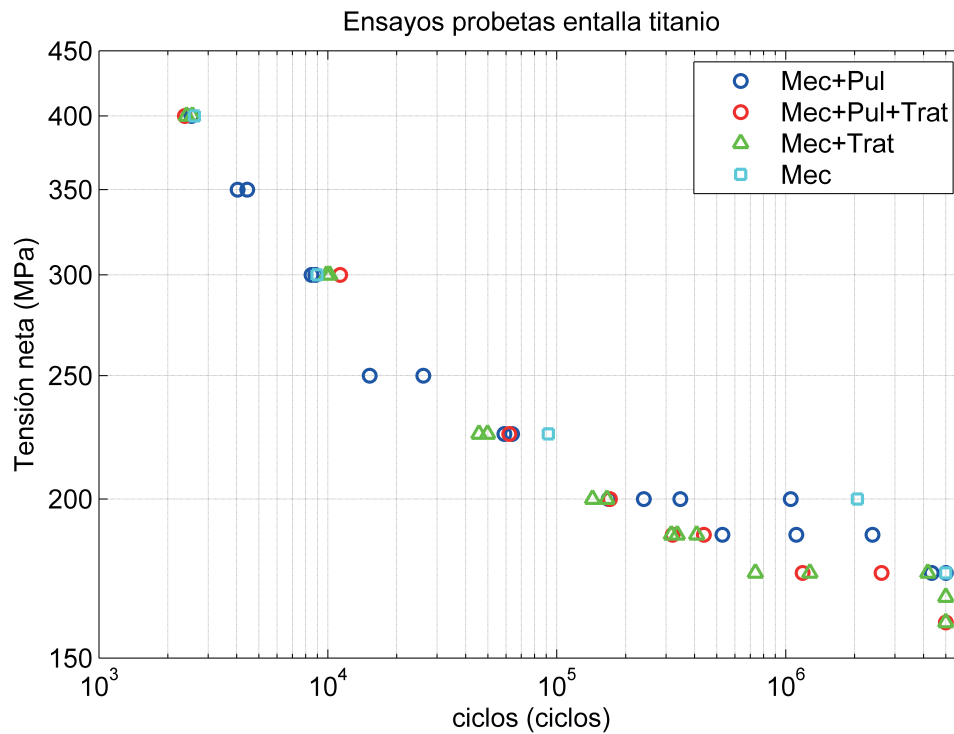


Figura 4.7: Curvas SN de las probetas con entalla

La curva de fatiga resume las propiedades de fatiga de cualquier espécimen objeto de ensayo, proporcionando por cada valor de carga aplicada, el número de ciclos que resiste cada muestra. A partir de ella se pueden obtener los valores del límite de fatiga y el momento de flexión nominal para este valor límite del implante, según se definen en esta norma.

Así mismo, la norma ISO 14801, establece los detalles relativos al equipo empleado durante los ensayos, las muestras, los procedimientos de preparación de las mismas y los resultados obtenidos que habrán de incluirse en el informe de ensayo elaborado. Este informe, si fuese necesario, puede ser enviado a la entidad correspondiente para la certificación de los implantes de manera que puedan ser comercializados para su uso.

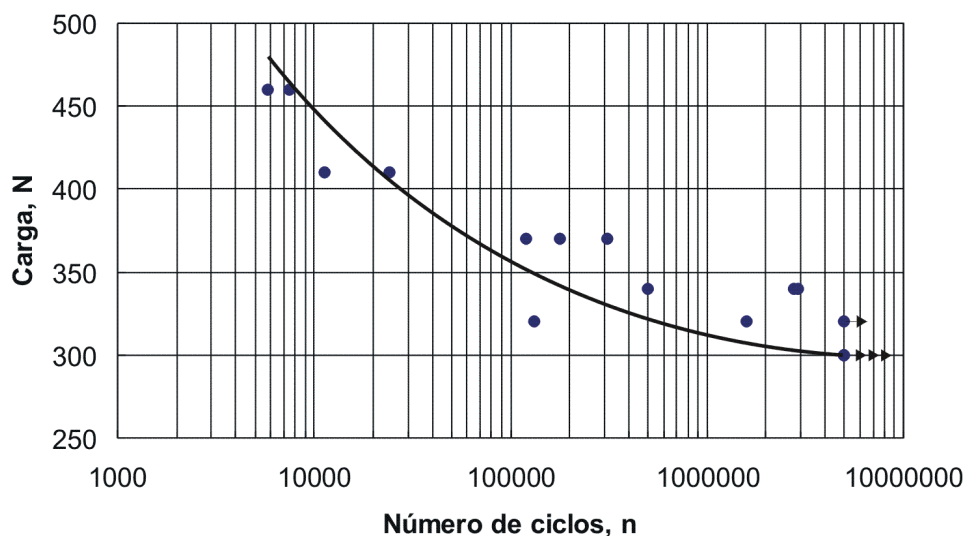


Figura 4.8: Curva de fatiga de un sistema de implante dental comercial obtenida según la norma ISO 14801

4.2.1. La norma ISO 14801

Este documento establece un procedimiento general para realizar ensayos de fatiga a implantes dentales sencillos endoóseos de tipo transmucosal y de sus componentes protésicos prefabricados. Este método resulta útil para la comparación de implantes dentales endoóseos de diferentes diseños o tamaños. Durante el ensayo se simula la carga funcional a la que se encuentra sometido el cuerpo de un implante dental endoóseo y de los componentes de su parte protésica bajo las peores condiciones. Es necesario resaltar que esta norma no se aplica a la predicción del resultado en vivo de un implante dental endoóseo o una prótesis, particularmente si se utilizan múltiples implantes dentales endoóseos para una prótesis. La carga aplicada sobre la muestra será una carga unidireccional cíclica de amplitud constante y controlada en fuerza.

Existen distintas normas de referencia [1] que han de tenerse en cuenta a la hora de realizar ensayos de fatiga de sistemas de implantes dentales. [1] Norma UNE-EN ISO 14801 - Ensayo de fatiga para implantes dentales endoóseos. [2] Norma ISO 1099 – Materiales metálicos. Ensayo de fatiga. Método de fuerza axial controlada. [3] Norma ISO 1492 (to-

das las partes) – Vocabulario dental. [4] Norma ISO 3696 – Agua para su uso en análisis de laboratorio. Especificaciones y métodos de ensayo. [5] Norma ISO 4695 - Ensayo de fatiga con máquinas de carga axial. Calibración de fuerza dinámica. Técnica del medidor de deformación. [6] Norma ISO 7500-1 – Materiales metálicos. Verificación de máquinas uniaxiales estáticas de ensayo. Parte 1: Máquinas de ensayo de tensión/compresión: Verificación y calibración del sistema de medida de la fuerza.

En concreto la Norma ISO 14801 establece que los ensayos se deben realizar sobre muestras que sean representativas del dispositivo acabado (es decir, componentes que se han sometido al mismo proceso de fabricación y de esterilización que el dispositivo que se va a comercializar). Si el fabricante ha previsto que el implante dental endoóseo sea esterilizado por el personal de la clínica antes de su implantación quirúrgica, la esterilización se debe realizar como se especifica en las instrucciones de utilización del fabricante, antes de que se realicen los ensayos. No obstante, si existen evidencias de que el método de esterilización especificado no tiene efectos significativos sobre las propiedades de todos los materiales de las muestras que se someten a ensayo, entonces no es necesario realizar la esterilización antes de los ensayos.

Un implante dental endoóseo múltiple se debe ensayar como un conjunto montado de acuerdo con su uso previsto. Un componente de un implante dental endoóseo recomendado por su fabricante para que se utilice conjuntamente con componentes de otro fabricante, se debe ensayar como conjunto, de acuerdo con la recomendación del fabricante. Cuando un dispositivo múltiple se monta por medio de uniones atornilladas, éstas uniones se deben utilizar de acuerdo con las recomendaciones del fabricante, y se deben apretar con el par de apriete recomendado por el fabricante utilizando el equipo (atornillador, medidor de par de torsión) que se facilita con el sistema de implante o, cuando no se disponga de los instrumentos originales, utilizando un dispositivo que proporcione el par de apriete recomendado con una tolerancia de $\pm 5\%$. La secuencia de apriete debe ser la recomendada por el fabricante.

Si una parte del implante dental endoóseo está disponible en varias dimensiones y/o configuraciones, el ensayo deberá realizarse en la peor situación dentro de los usos recomendados. La elección del peor de los casos debe estar justificada y documentada. Se han

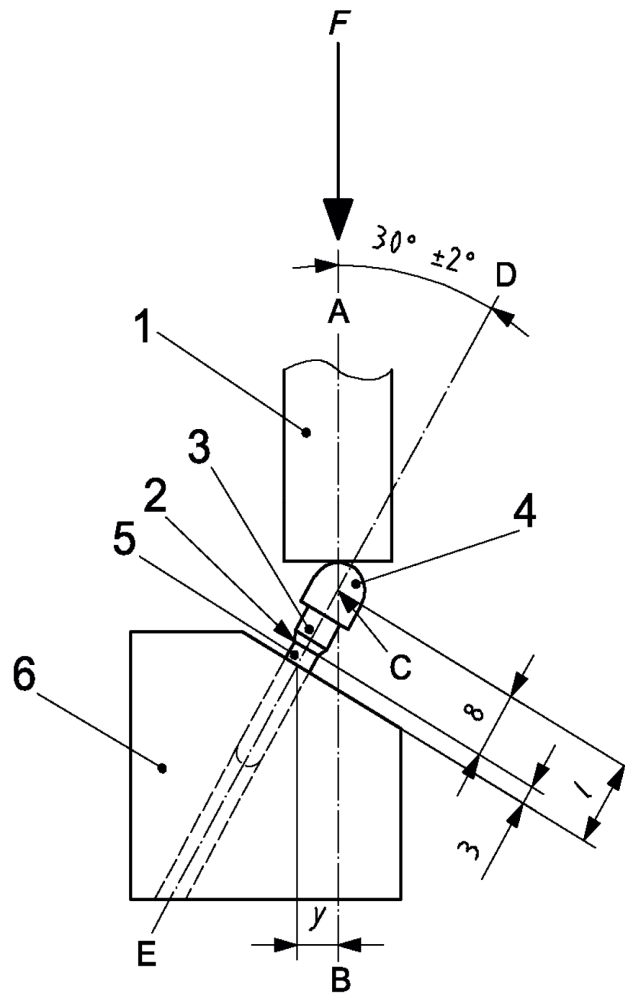
de especificar las geometrías del cuerpo y los componentes del implante, ya que de ello dependerá el diseño del sistema de sujeción del mismo y del miembro hemisférico que recibirá la carga de la máquina de ensayo. En concreto, es imprescindible conocer la localización del nivel nominal del hueso (dato que ha de ser proporcionado por el fabricante) y el radio máximo que presenta el cuerpo del implante en la zona comprendida entre el ápice y el nivel del hueso nominal.

En cuanto al número de niveles de carga y el número de muestras a ensayar en cada nivel, la norma establece que al menos dos, y preferiblemente tres, muestras deben ensayarse en cada uno de al menos cuatro niveles de carga. Así mismo, la norma ISO 14801 recomienda situar el nivel de carga más alta en torno al 80 % del valor de la carga de rotura estática del implante. El ensayo de fatiga debe llevarse a cabo con una carga unidireccional. La carga debe variar sinusoidalmente entre un valor pico y el 10 % de este valor ($R=0.1$). La frecuencia de la carga durante el ensayo no será mayor de 15 Hz.

En la figura 4.9 se muestra un esquema del montaje de ensayo que propone la Norma ISO 14801. La carga aplicada F debe ser tal que no se produzcan restricciones laterales y que el centro de carga (figura 4.9, punto C), que es la intersección entre la recta de acción de la carga y el eje del implante dental endoóseo, se sitúe a una distancia $l = 11.0 \text{ mm} \pm 0.5 \text{ mm}$ del plano de sujeción. Así mismo, el implante dental endoóseo, se debe fijar de manera que su eje forme un ángulo de $30^\circ \pm 2^\circ$ con la dirección de aplicación de la carga de la máquina de ensayo (véase la figura 4.9). De esta forma es fácil calcular el máximo momento que produce la fuerza F , que lógicamente ocurre en la sección del implante situada en el plano de sujeción. Para sistemas de implantes dentales que incluyan piezas de conexión sin chaflán, estos requisitos se cumplirán mediante la instalación de ensayo mostrada esquemáticamente en la figura 4.9, en la que puede observarse como el punto C coincide con la intersección entre la dirección de carga y el eje longitudinal del implante.

La fuerza de carga, F , de la máquina de ensayo, se debe aplicar a través de un miembro de carga resistente a la deformación que tenga una superficie de contacto hemisférica para transferir la carga, sujeto a o colocado sobre el extremo libre de la pieza de conexión (véase la figura 4.10). Las dimensiones del miembro de carga se deben elegir de manera que se

Medidas en milímetros



Leyenda

- 1 Dispositivo de carga
- 2 Nivel nominal del hueso
- 3 Pieza de conexión
- 4 Miembro de carga hemisférico
- 5 Cuerpo del implante dental
- 6 Soporte de la muestra

Figura 4.9: Montaje de ensayo

defina una distancia $l = 11,0 \pm 0,5$ mm desde el centro (C) de la semiesfera hasta el plano de sujeción (véase la figura 4.9).

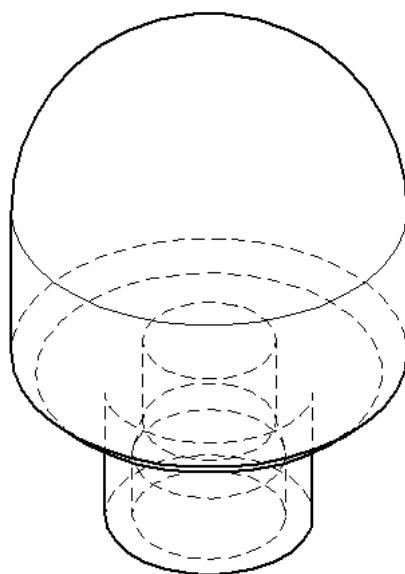


Figura 4.10: Miembro hemisférico de carga

Para un cuerpo de implante dental endoóseo y/o una pieza de conexión que carezca de simetría de rotación alrededor del eje longitudinal central del cuerpo del implante, se debe seleccionar como geometría de carga para ensayar el caso más desfavorable que sea compatible con el uso previsto del implante. La geometría de carga se debe justificar y documentar. Esta situación suele ocurrir, por ejemplo, cuando el nivel del hueso nominal del implante se localiza en la zona roscada del mismo. En este caso, para que el ensayo tenga lugar en las condiciones más desfavorables, las muestras a ensayar han de ser colocadas de manera que en el punto donde se den las tensiones de tracción máximas (punto crítico en la figura 4.9), el valor de dichas tensiones sea el máximo posible. Para ello, la intersección entre el plano formado por el eje del implante y la dirección de carga, y el plano de sujeción, ha de coincidir con un valle de los filetes de la rosca del implante (ver figura 4.9).

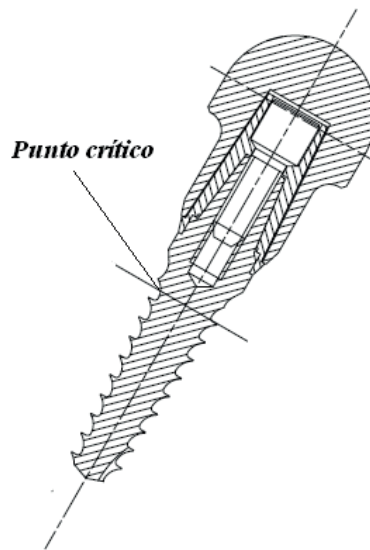


Figura 4.11: Situación de ensayo más desfavorable

4.2.2. Útiles para ensayo

Así mismo, la fuerza de carga se debe aplicar a la superficie de carga hemisférica por medio de un dispositivo con una superficie plana perpendicular a la dirección de aplicación de carga de la máquina (ver figura 4.9). El dispositivo de carga no debe estar restringido en la dirección transversal, a fin de que no reduzca la magnitud del momento de flexión aplicado. Esto se debe lograr por medio de una junta universal o un contacto puntual en la unión del miembro de carga con la estructura de la máquina de ensayo. Esta unión debe estar situada al menos a 50 mm de la superficie de carga hemisférica. La superficie de carga hemisférica y la superficie del dispositivo de carga se deben examinar visualmente después de cada ensayo, para asegurarse de que no se ha producido deformación permanente. Si se observa deformación permanente, el componente deformado se debe sustituir y el ensayo se ha de repetir.

La parte anclada al hueso de la muestra debe fijarse en un dispositivo de anclaje fijo. Este dispositivo ha de diseñarse de modo que no deforme la muestra de ensayo y que la sujete a una distancia de 3.0 ± 0.5 mm entre el ápice y el nivel del hueso nominal,

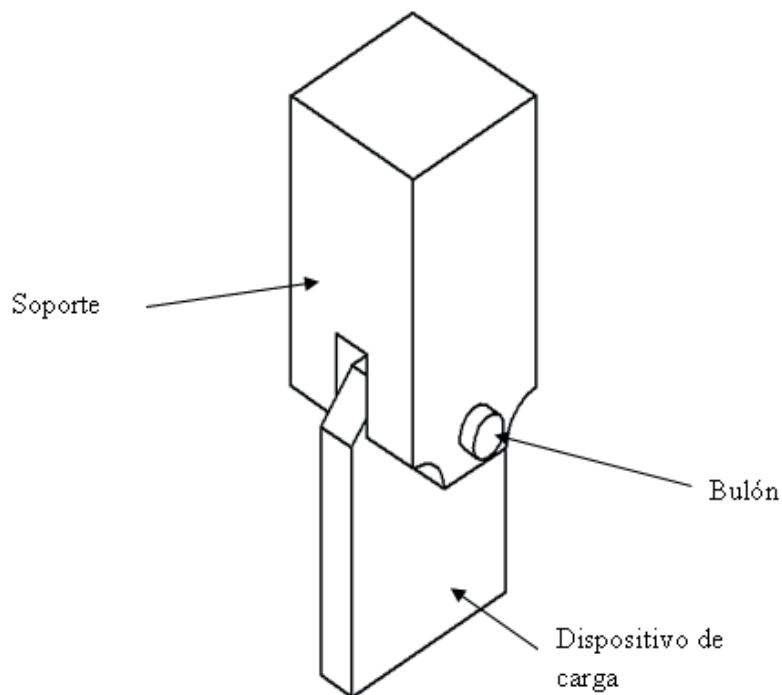


Figura 4.12: Dispositivo de aplicación de carga

para proveer las peores condiciones respecto a la posible retracción del hueso, además de satisfacer la condición relativa al ángulo formado entre el eje del implante y la dirección de carga referida en el apartado anterior. Si se utiliza un material para incrustación durante el proceso de fijación de la muestra en su soporte, éste debe tener un módulo de elasticidad mayor de 3 GPa.

4.2.3. Realización de los ensayos y resultados

En la figura 4.13 se muestran los resultados obtenidos de los ensayos de los sistemas de implantes ICI.

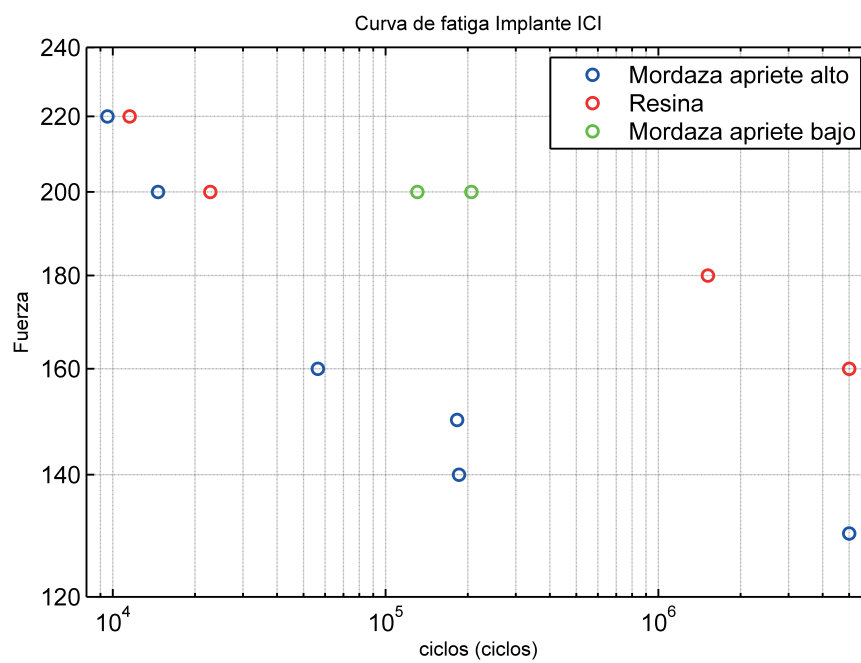


Figura 4.13: Ensayos de fatiga del implante ICI según la norma ISO 14801

Resultados

En este capítulo se presentan los resultados obtenidos al aplicar los modelos descritos en las secciones 3.1 y 3.2 al sistema de implantes dentales ICI. Así mismo se compararán estos resultados con los obtenidos experimentalmente mediante la aplicación de la norma ISO 14801 a dicho implante.

Los modelos de predicción de vida han sido aplicados para valores de la carga iguales a los que se han usado durante los ensayos del implante ICI. En la figura 5.1, por ejemplo, se muestra el resultado de aplicar el modelo de Longitud de Iniciación Variable al implante, para un valor de la carga de 220N. En esta figura se pueden observar las curvas $(a - N_p y a - N_i)$. Al sumarlas se obtiene una curva que representa la vida total en función de la longitud de iniciación. El valor mínimo de esta curva se toma como vida a fatiga y el punto dónde tiene lugar dicho mínimo es considerado como la longitud de iniciación. En esta simulación la longitud de iniciación resulta ser de 85 micras y se puede comprobar que la longitud de iniciación es pequeña comparada con la vida total. Esto indica que las grietas, para este nivel de carga, se inician rápidamente debido a la alta concentración de tensión producida por el roscado exterior del implante.

Los resultados de este modelo pueden compararse con los obtenidos mediante otros en los que la longitud de iniciación necesita ser definida a priori. Esto equivaldría a entrar en la figura 5.1 con dicho valor preestablecido de la longitud de iniciación y determinar la vida de iniciación y de propagación. Como puede comprobarse, la ventaja de utilizar el modelo propuesto, es que el resultado del mismo es más conservativo, además de que no es necesario definir a priori cuando termina una fase y cuando empieza la otra.

A continuación, en la figura 5.2, se comparan los resultados que arroja el modelo de

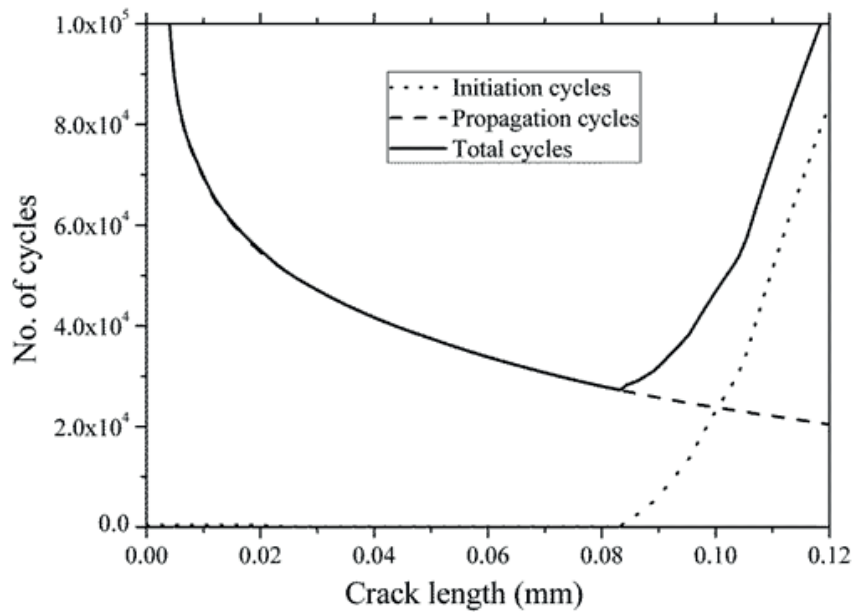


Figura 5.1: Aplicación del Modelo de Longitud de Iniciación Variable para $F=220N$

predicción de vida con los obtenidos experimentalmente ensayando a fatiga el sistema de implantes para distintos valores de la carga aplicada al mismo. En dicha figura se puede observar que las predicciones son razonables y que la pendiente de la curva estimada es prácticamente igual a la curva de fatiga experimental. Así mismo puede comprobarse que para un valor de la fuerza igual a 120N, el modelo teórico predice una vida a fatiga que hace que la pendiente de la curva estimada cambie. Esto hecho pone de manifiesto que el límite de fatiga del sistema estimado ha de encontrarse en torno a ese valor, un valor muy cercano al límite de fatiga observado experimentalmente. Hay que tener en cuenta que el proceso completo de iniciación y propagación de la grieta tiene lugar en apenas medio milímetro, que es el espesor de la pared del implante, y aún así, el modelo es capaz de reproducir aceptablemente dicho proceso.

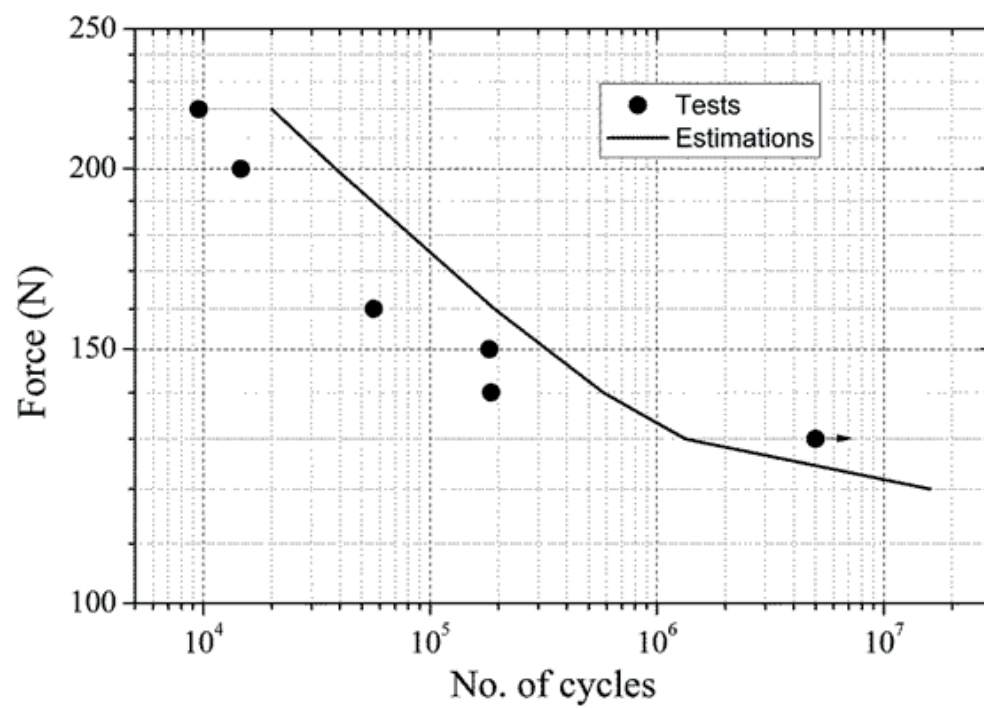


Figura 5.2: Vida a fatiga del sistema de implantes ICI: resultados experimentales y estimación teórica

Conclusiones y trabajos futuros

Los resultados de este estudio muestran que el modelo de predicción de vida, que ha sido utilizado con anterioridad en otras situaciones, es muy versátil, robusto y capaz de adaptarse a diferentes circunstancias, como por ejemplo el caso de los implantes dentales, que son sistemas de pequeño tamaño que pueden presentar problemas de escala. Entre las distintas fuentes de error del modelo cabe destacar aquellas relacionadas con la parte experimental:

- Las propiedades de crecimiento de grieta utilizadas han sido obtenidas a partir de un número pequeño de ensayos debido a, por un lado el alto coste de los especímenes y por otro a que, por motivos de agenda, el tiempo disponible para realizar dichos ensayos ha sido escaso.
- El funcionamiento de los modelos de predicción de vida mejora cuanto mayor es el número de ensayos realizados para caracterizar el comportamiento a fatiga del material. Sin embargo ha sido necesario llegar a un compromiso entre el presupuesto disponible y el número de ensayos realizados.
- En cuanto a los ensayos de fatiga del sistema de implantes dentales, es importante destacar que la norma permite utilizar distintos sistemas de sujeción del cuerpo del implante. Esto añade cierta incertidumbre al proceso de caracterización de dichos implantes, ya que se ha comprobado que el comportamiento a fatiga de los mismos depende en gran medida de dicho sistema de fijación. Así mismo hay que tener en cuenta que la fijación utilizada durante los ensayos influirá en las condiciones de contorno aplicadas a los modelos de elementos finitos.

Por otra parte, en lo referente a los modelos de elementos finitos utilizados, existen ciertos aspectos que merecen ser mencionados:

- Sería interesante realizar un análisis mas exhaustivo de la influencia de las distintas condiciones de contorno en los resultados de las simulaciones de dichos modelos.
- Podría analizarse el efecto de considerar contactos con fricción entre el pilar y el cuello del implante.
- Resultaría interesante evaluar la evolución del factor de intensidad de tensiones en el frente de la grieta teniendo en cuenta el efecto de la plasticidad inducida por ésta misma.
- También podría resultar de interés considerar un comportamiento plástico de todo el cuerpo del implante y no solo en la zona de desarrollo de la grieta. Esto no ha sido posible debido a la alta potencia de cálculo necesaria y requeriría adaptar los modelos para que puedan ser resueltos mediante el servidor de cálculo de nuestro laboratorio.

Anexos

Planos de fabricación

En esta sección se presentan los planos de fabricación de las probetas, tanto cilíndricas como de tipo compact, así como los planos de fabricación de los distintos utillajes empleados en los ensayos.

A.1. Planos de fabricación de las probetas

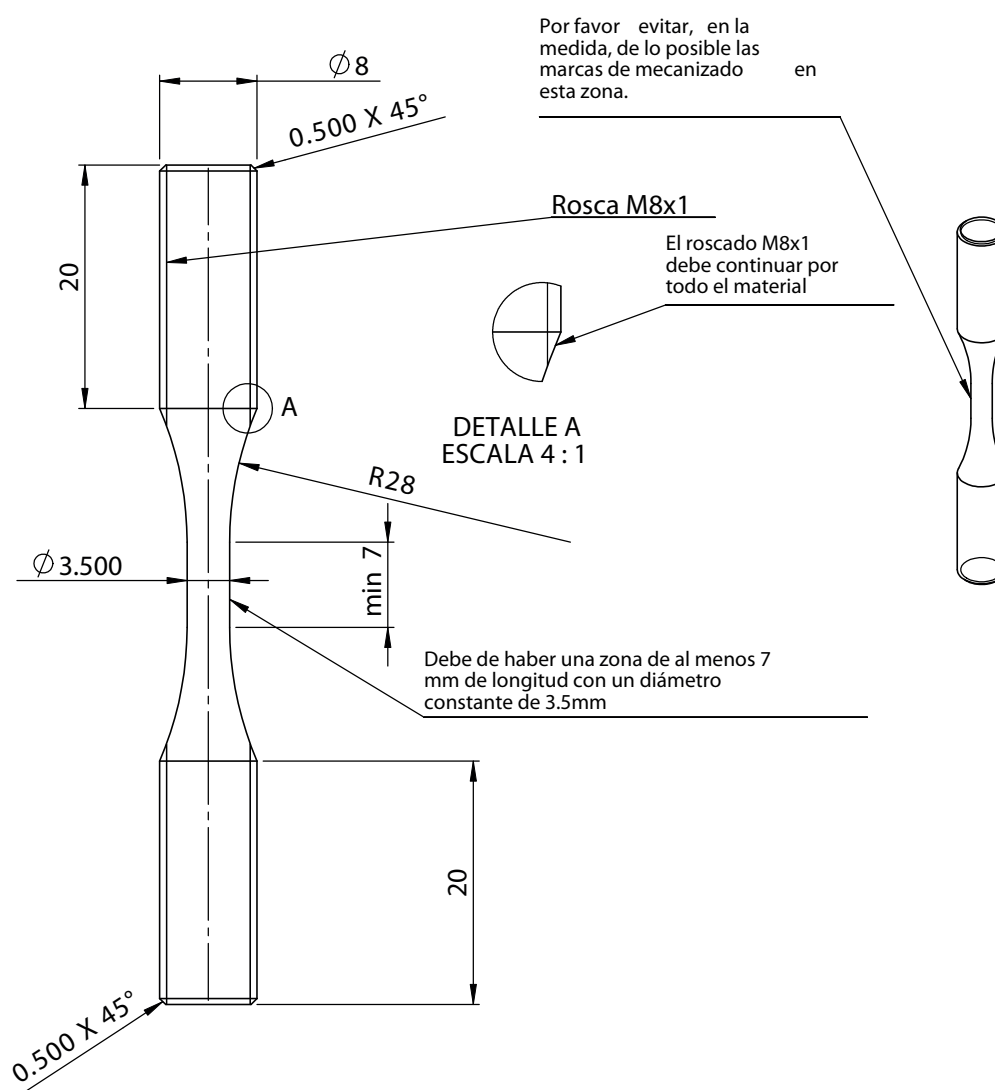
A.2. Planos de fabricación del utillaje

PROBETA CILÍNDRICA FASE 2 (PCF2) (30 uds.)

MATERIAL: Titanio gr. IV

MECANIZAR CON LOS MISMOS PARÁMETROS QUE LOS IMPLANT

ES



NOTAS:

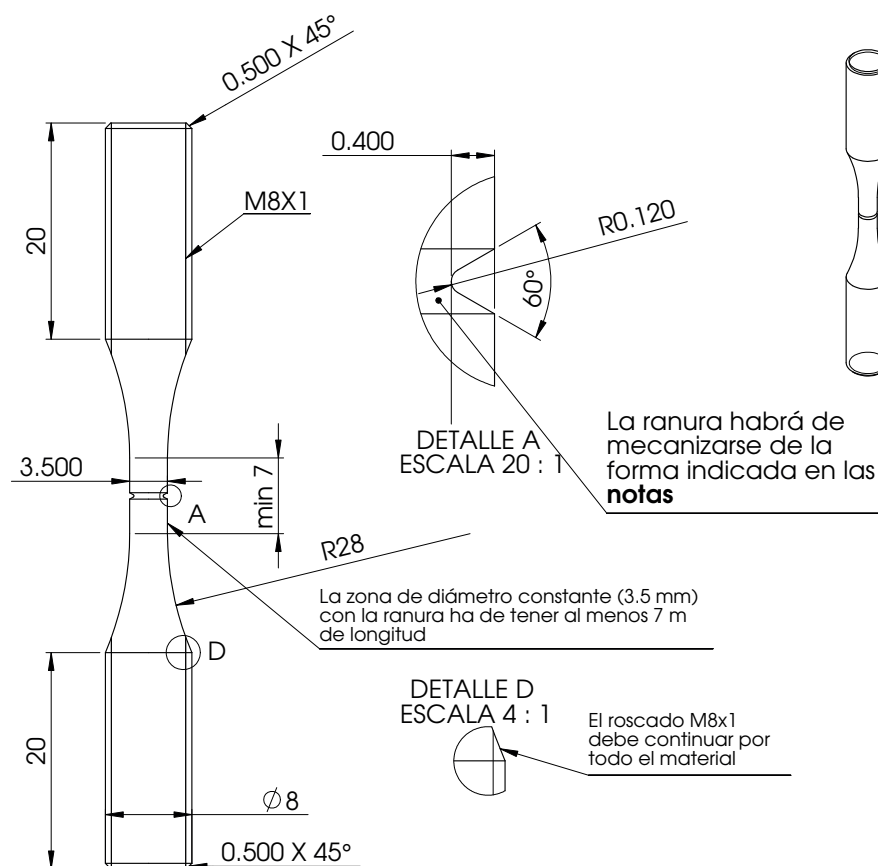
- Como norma general y en especial en lo relativo a tolerancias, acabados superficiales y parámetros de mecanizado, se utilizarán los criterios empleados durante la fabricación de los implantes.

Figura A.1: Plano de fabricación de las probetas lisas

PROBETA CILÍNDRICA ENTALLA FASE 2 (PCEF2) (60 uds.)**MATERIAL:** Titanio gr. IV

EMPLEAR **PARÁMETROS DE MECANIZADO ESPECIALES (VER NOTAS)**: Estas probetas van a utilizarse para medir experimentalmente propiedades mecánicas del titanio grado IV. Por este motivo es necesario que el mecanizado sea lo más lento posible y con buena refrigeración, de forma que la **temperatura** se mantenga lo más **baja** posible. Esto hace que las **tensiones residuales** generadas por el mecanizado sean **bajas**, que es lo interesante de cara a los ensayos que queremos realizar.

Si se estima conveniente pueden **reutilizarse** las 40 probetas fabricadas en la fase 1, modificándose la ranura que presentan.

**NOTAS:**

- Como norma general y en especial en lo relativo a tolerancias y acabados superficiales, se utilizarán los criterios empleados durante la fabricación de los implantes.

PARÁMETROS DE MECANIZADO ESPECIALES:**En la zona no roscada de la probeta.**

Velocidad de corte (v): $v < 20 \text{ m/min}$
 Velocidad de avance (f): $f < 0.1 \text{ mm/rev}$
 Profundidad de corte (a): $a < 0.5 \text{ mm}$ excepto 2 últimas pasadas: $a < 0.1 \text{ mm}$

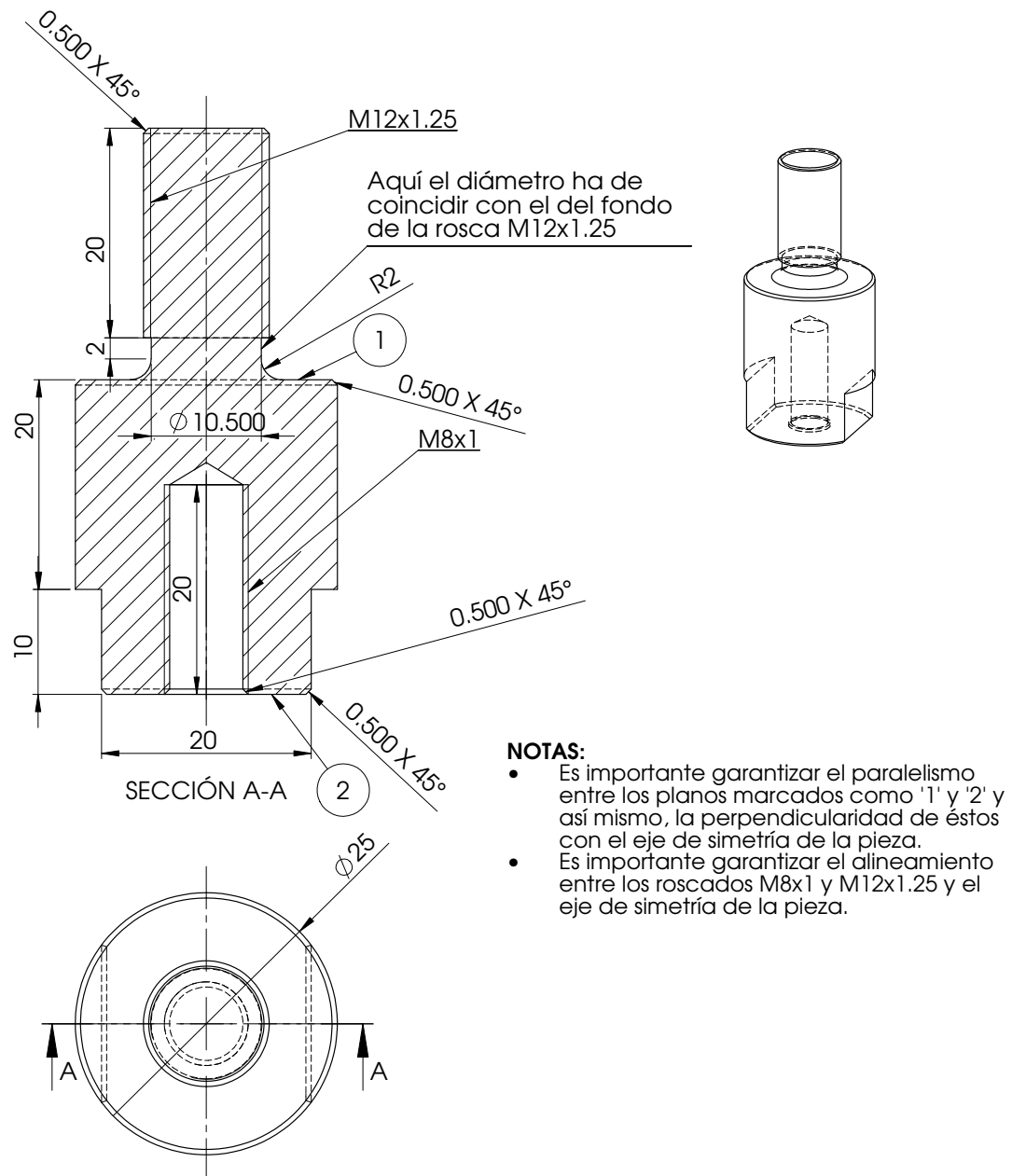
En la ranura:

Velocidad de corte (v): $v < 1 \text{ m/min}$
 Velocidad de avance (f): $f < 0.01 \text{ mm/rev}$

Figura A.2: Plano de fabricación de las probetas con entalla

CASQUILLO TIPO 1 (4 uds.)

MATERIAL: Acero F127



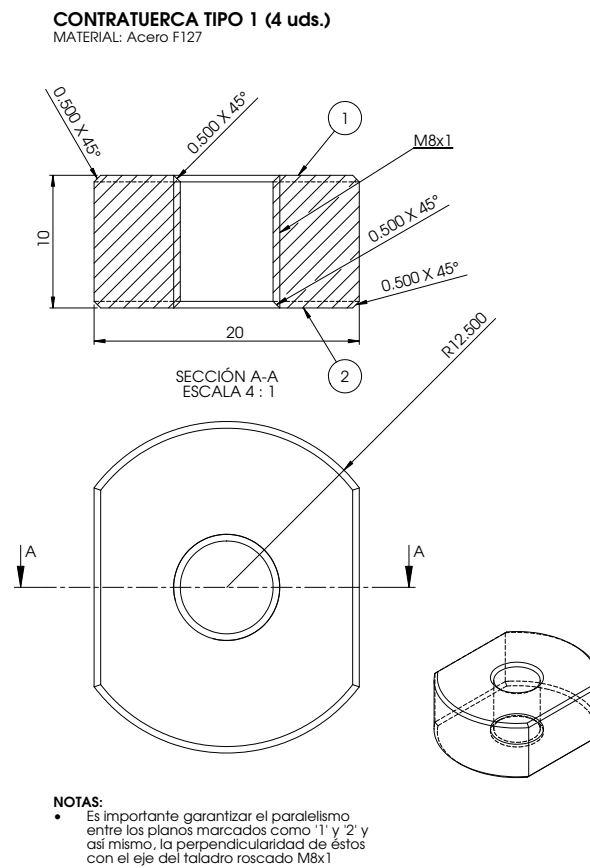


Figura A.5: Plano de fabricación de la contratuercas para las probetas cilíndricas

Bibliografía

- [1] W.A.J. Albert. *Arch. Miner. Geognosie Berg. Huttenkunde*, 10:215, 1938. (Cited on page 9.)
- [2] A. Wöhler. Test to determine the forces acting on railway carriage axles and the capacity of resistance of the axles. *Engineering*, 11:199, 1871. (Cited on page 10.)
- [3] Irwin G.R. Analysis of stresses and strains near the end of a crack traversing a plate. *Journal of Applied Mechanics*, 24:136, 1957. (Cited on pages 10 and 18.)
- [4] Pearson S. Fatigue crack closure under cyclic tension. *Engineering Fracture Mechanics*, 7:235–247, 1975. (Cited on page 11.)
- [5] Kitagawa H. and Takahashi S. Application of fracture mechanics to very small cracks. In *Int Conf Mech Behaviour of Materials (ICM2)*, pages 627–631, 1976. (Cited on page 11.)
- [6] Y. Murakami, S. Aoki, and Society of Materials Science. *Stress intensity factor handbook*. Pergamon Press, Oxford etc., 1, 2 repr with corrections edition, 1990. (Cited on page 19.)
- [7] Tada H., Paris P.C., and Rankine Irwin G. *The Stress Analysis of Cracks Handbook*. ASM International. Material Park, OH, 2000. (Cited on page 19.)
- [8] D. P. Rooke. *Compendium of stress intensity factors*. Her Majesty's Stationery Office, London, 1976. (Cited on page 19.)
- [9] ASTM International E399-09e1. Standard test method for linear-elastic plane-strain fracture toughness K_{Ic} of metallic materials, 2009. (Cited on page 19.)
- [10] Paris P. and Erdogan F. A critical analysis of crack propagation laws. *Journal of Basic Engineering*, 85:528, 1963. (Cited on page 19.)
- [11] K Walker. *The Effect of Stress Ratio During Crack Propagation and Fatigue for 2024-T3 and 7075-T6 Aluminum*. ASTM International, Jan 1970. (Cited on page 21.)

- [12] R. G. Forman, V. E. Kearney, and R. M. Engle. Numerical analysis of crack propagation in cyclic-loaded structures. *Journal of Basic Engineering*, 89(3):459–463, September 1 1967. (Cited on page 21.)
- [13] R.J. Donahue, H.McI. Clark, P. Atanmo, R. Kumble, and A.J. McEvily. Crack opening displacement and the rate of fatigue crack growth. *International Journal of Fracture Mechanics*, 8(2):209–219, 1972. (Cited on page 21.)
- [14] Rudolph Earl Peterson. *Stress concentration factors :chart and relations useful in making strength calculations for machine parts and structural element*. John Wiley and Sons, London etc., 1974. Rudolph Earl Peterson. (Cited on page 23.)
- [15] Pilkey W.D. *Peterson's Stress Concentration Factors*. John Wiley and Sons; 1997, 1997. (Cited on page 23.)
- [16] Weixing Yao, Kaiquan Xia, and Yi Gu. On the fatigue notch factor, kf. *International Journal of Fatigue*, 17(4):245 – 251, 1995. (Cited on page 23.)
- [17] Peterson R. E. *Notch sensitivity*. McGraw-Hil, 1959. (Cited on page 24.)
- [18] Neuber H. *Theory of notches*. Springer-Verlag, 1946. (Cited on page 24.)
- [19] Frost N.E. Non-propagation cracks in v-notched specimens subjected to fatigue loading. *Aeronautical Quarterly*, 8:1 – 20, 1955. (Cited on page 25.)
- [20] Frost N.E. and Dugdale D.S. Fatigue test on notched mild steel plates with measurements of fatigue cracks. *Journal of the Mechanics and Physics of Solids.*, 5(3):182 – 192, 1957. (Cited on page 25.)
- [21] Smith R. A. and Miller K.J. Prediction of fatigue regimes in notched components. *International Journal of Mechanical Sciences*, 20:201–206, 1978. (Cited on pages 25, 26, 27 and 28.)
- [22] El Haddad M.H., Topper T.H., and Smith K.N. Prediction of non propagating cracks. *Engineering Fracture Mechanics*, 11:573–584, 1979. (Cited on pages 26 and 27.)

- [23] K. Tanaka. Engineering formulae for fatigue strength reduction due to crack-like notches. *International Journal of Fracture*, 22(2):R39–R46, 1983. (Cited on pages 26, 27 and 57.)
- [24] Tanaka K. and Nakai Y. Prediction of fatigue threshold of notched components. *Journal of Engineering Materials and Technology, Transactions of the ASME*, 106(2):192–199, 1984. (Cited on pages 26 and 27.)
- [25] Tanaka K. and Akinawa Y. Notch-geometry effect on propagation threshold of short fatigue cracks in notched components. *Third international conference on Fatigue and Fatigue thresholds*, 2:739–748, 1987. (Cited on pages 26 and 27.)
- [26] Tanaka K. and Akiniwa Y. Resistance-curve method for predicting propagation threshold of short fatigue cracks at notches. *Engineering Fracture Mechanics*, 30(6):863–876, 1988. (Cited on pages 26 and 27.)
- [27] Luca Susmel. *Multiaxial Notch Fatigue*, volume 1. Woodhead Publishing in Materials, 2009. (Cited on pages 26, 56 and 61.)
- [28] McEvily A.J. and Minakawa K. On crack closure and the notch size effect in fatigue. *Engineering Fracture Mechanics*, 28(5-6):519–527, 1987. (Cited on page 27.)
- [29] Yates J.R. and Brown M.W. Prediction of the length of non-propagating fatigue cracks. *Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures*, 10(3):187–201, 1987. (Cited on page 29.)
- [30] Taylor D. Geometrical effects in fatigue: a unifying theoretical approach. *International Journal of Fatigue*, 21(12):413–420, 1999. (Cited on pages 30 and 57.)
- [31] H. J. Gough. Engineering steels under combined cyclic and static stresses. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 160(1):417–440, 1949. (Cited on page 31.)
- [32] C.M. Sonsino. Multiaxial fatigue of welded joints under in-phase and out-of-phase local strains and stresses. *International Journal of Fatigue*, 17(1):55 – 70, 1995. (Cited on page 31.)

-
- [33] C. M. Sonsino and M. Kueppers. Multiaxial fatigue of welded joints under constant and variable amplitude loadings. *Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures*, 24(5):309–327, 2001. (Cited on page 31.)
- [34] Harald Zenner, Armin Simburger, and Jiping Liu. On the fatigue limit of ductile metals under complex multiaxial loading. *International Journal of Fatigue*, 22(2):137 – 145, 2000. (Cited on page 31.)
- [35] Brown M.W. and Miller K.J. A theory for fatigue under multiaxial stress-strain conditions. *Proc. Inst. Mech. Eng.*, 187:745–756, 1973. (Cited on pages 32 and 61.)
- [36] D. Socie. Multiaxial fatigue damage models. *Journal of Engineering Materials and Technology*, 109(4):293–298, October 1 1987. (Cited on pages 32 and 62.)
- [37] Fatemi A. and Socie D.F. A critical plane approach to multiaxial fatigue damage including out-of-phase loading. *Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures*, 11:149–166, 1988. (Cited on pages 32 and 33.)
- [38] Y. S. Garud. A new approach to the evaluation of fatigue under multiaxial loadings. *Journal of Engineering Materials and Technology*, 103(2):118–125, April 1 1981. (Cited on page 33.)
- [39] F. Ellyin, K. Golos, and Z. Xia. In-phase and out-of-phase multiaxial fatigue. *Journal of Engineering Materials and Technology*, 113(1):112–118, January 1 1991. (Cited on page 33.)
- [40] Sines George, Waisman J. L., and Dolan Thomas J. *Metal fatigue*. McGraw-Hill, New York, 1959. ID: 1666493. (Cited on pages 33 and 62.)
- [41] I. V. Papadopoulos. A high-cycle fatigue criterion applied in biaxial and triaxial out-of-phase stress conditions. *Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures*, 18(1):79–91, 1995. (Cited on page 33.)
- [42] Findley W.N. A theory for the effect of mean stress on fatigue of metals under combined torsion and axial load or bending. *Journal of Engineering for Industry*, 81(4):301–306, 1959. Cited By (since 1996): 159. (Cited on page 33.)

- [43] Tomokazu MATAKE. An explanation on fatigue limit under combined stress. *Bulletin of JSME*, 20(141):257–263, 1977. (Cited on pages 33 and 62.)
- [44] D. L. McDiarmid. A general criterion for high cycle multiaxial fatigue failure. *Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures*, 14(4):429–453, 1991. (Cited on pages 33 and 62.)
- [45] D. L. McDiarmid. A shear stress based critical-plane criterion of multiaxial fatigue failure for design and life prediction. *Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures*, 17(12):1475–1484, 1994. (Cited on pages 33 and 62.)
- [46] M. W. Brown and K. J. Miller. *Biaxial and multiaxial fatigue*, volume 3. Mechanical Engineering Publications, London, 1989. (Cited on page 33.)
- [47] K Dang-Van. *Macro-Micro Approach in High-Cycle Multiaxial Fatigue*. ASTM International, Jan 1993. (Cited on page 33.)
- [48] Mitsuo Niinomi. Mechanical properties of biomedical titanium alloys. *Materials Science and Engineering: A*, 243(1–2):231 – 236, 1998. (Cited on pages 35 and 36.)
- [49] Mitsuo Niinomi. Recent metallic materials for biomedical applications. *Metallurgical and Materials Transactions A*, 33(3):477–486, 2002. (Cited on pages 36 and 40.)
- [50] M. Niinomi. Fatigue characteristics of metallic biomaterials. *International Journal of Fatigue*, 29(6):992 – 1000, 2007. (Cited on page 37.)
- [51] P. Lazzarin, R. Tovo, and G. Meneghetti. Fatigue crack initiation and propagation phases near notches in metals with low notch sensitivity. *International Journal of Fatigue*, 19(8–9):647 – 657, 1997. (Cited on page 57.)
- [52] Daniel Bellett, David Taylor, Stefano Marco, Ezio Mazzeo, Jerome Guillois, and Thomas Pircher. The fatigue behaviour of three-dimensional stress concentrations. *International Journal of Fatigue*, 27(3):207 – 221, 2005. (Cited on page 58.)
- [53] L. SUSMEL and D. TAYLOR. A novel formulation of the theory of critical distances to estimate lifetime of notched components in the medium-cycle fatigue regime. *Fati-*

- gue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, 30(7):567–581, 2007. (Cited on page 58.)
- [54] Vladimir Vasilevich Bolotin. *Mechanics of fatigue*. CRC Press, Boca Raton, 1999. (Cited on page 61.)
- [55] K. J. MILLER. The short crack problem. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, 5(3):223–232, 1982. (Cited on page 61.)
- [56] K. J. Miller. The two thresholds of fatigue behaviour. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, 16(9):931–939, 1993. (Cited on page 61.)
- [57] Darrell Socie and Julie Bannantine. Bulk deformation fatigue damage models. *Materials Science and Engineering: A*, 103(1):3 – 13, 1988. <ce:title>Workshop on the Mechanics and Physics of Crack Growth: Application to Life Prediction</ce:title>. (Cited on page 61.)
- [58] P. Davoli, A. Bernasconi, M. Filippini, S. Foletti, and I.V. Papadopoulos. Independence of the torsional fatigue limit upon a mean shear stress. *International Journal of Fatigue*, 25(6):471 – 480, 2003. (Cited on page 62.)
- [59] Frost N.E., Marsh K. J., and Pook L. P. *Metal fatigue*. Clarendon Press, Oxford [Eng.] :, 1974. (Cited on page 62.)